

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Е.Ф.БУЗНИКОВ, К.Ф.РОДДАТИС, Э.Я.БЕРЗИНЫШ

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ И ОТОПИТЕЛЬНЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ



WWW.03-TS.RU

ЭНЕРГОТОНКА

6П2.22
Б90
УДК 621.182 : 658.26

Рецензент Л. И. Левин

Бузников Е. Ф. и др.

Б90 Производственные и отопительные котельные/
Е. Ф. Бузников, К. Ф. Роддатис, Э. Я. Берзиньш.—
2-е изд., перераб.— М.: Энергоатомиздат, 1984.—
с. 248, ил.

В пер.: 1 р. 60 к. 30000 экз.

Дан обзор конструкций водогрейных, паровых и комбинированных котлов для работы на газе, мазуте и твердом топливе. Приведены тепловые схемы котельных и методы их расчета. Даны рекомендации по выбору основного и вспомогательного оборудования.

Первое издание книги вышло в 1974 г., материал второго издания переработан с учетом технических решений.

Рассчитана на инженеров-теплоэнергетиков, занятых проектированием, монтажом и эксплуатацией производственных и отопительных котельных.

Б 2303020100-074
051(01)-84 193-84

ББК 31.38

6П2.22

WWW.03-TS.RU

ЕВГЕНИЙ ФЕДОРОВИЧ БУЗНИКОВ
КОНСТАНТИН ФЕДОРОВИЧ РОДДАТИС
ЭВАЛЬД ЯНОВИЧ БЕРЗИНЬШ
ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ И ОТОПИТЕЛЬНЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ

Редактор А. А. Дмитриев
Редактор издательства А. А. Кузнецов
Художественный редактор В. А. Гозак-Хозак
Обложка художника Н. Т. Яreshko
Технический редактор А. С. Давыдова
Корректоры И. А. Володяева, М. Г. Гулина
ИБ № 3085

Сдано в набор 24.08.83. Подписано в печать 29.12.83. Т-23978. Формат 70×108^{1/16}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 21,70. Усл. кр.-отт. 21,70. Уч.-изд. л. 25,7. Тираж 30 000 экз. Заказ № 563. Цена 1 р. 60 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Владимирская типография «Союзполиграфпрома» при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли 600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7

© Энергоатомиздат, 1984

Рост промышленного и сельскохозяйственного производства, широкое жилищное строительство в городах, поселках и в сельской местности связаны с непрерывным потреблением электрической и тепловой энергии.

Особенностью развития теплопотребления является увеличение использования твердого топлива для новых источников тепловой энергии (как для ТЭЦ, так и для котельных) и соответственно относительное сокращение постройки котельных, использующих в качестве топлива мазут.

В настоящем издании книги большое внимание уделено организации камерного и слоевого сжигания твердого топлива в топках котельных агрегатов. Приведены конструкции современных слоевых топочных устройств, пылеугольных горелок вихревого и прямоточного типа. Даны рекомендации по выбору размеров топочных камер и компоновке горелочных и топочных устройств при сжигании твердого топлива в современных водогрейных и паровых котлах низкого давления. Особое внимание уделено крупным паровым, водогрейным и комбинированным котлам, работающим как на твердом топливе, так на газе и мазуте.

В книге приводятся способы усовершенствования тепловых схем котельных и повышения эффективности их работы за счет использования теплоты, получаемой при более глубоком охлаждении уходящих дымовых газов.

Примеры выполнения тепловых схем и компоновок котельных с котлами большой единичной мощности показывают, что такие решения являются

одним из основных путей удешевления постройки и эксплуатации новых котельных.

Во втором издании книги рассмотрены направления, по которым проводятся исследования и работы по уменьшению вредных выбросов с дымовыми газами, в том числе методы подавления образования в топках окислов азота, а также приводится методика определения необходимой высоты дымовых труб, обеспечивающей рассеивание вредных выбросов в атмосфере.

В книге рассмотрены также способы уменьшения вредных стоков котельных и различные способы их очистки для обеспечения предельно допустимых концентраций вредных веществ в водоемах.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, монтажом и эксплуатацией производственных и отопительных котельных, а также может служить пособием для студентов теплоэнергетических специальностей высших учебных заведений.

При составлении книги частично использованы материалы ВЗПИ, НПО ЦКТИ, Союзтехэнерго, ВНИПИэнергопрома, Латгипропрома, Энергомонтажпроекта и др. Кроме того, использованы данные, опубликованные в научно-технических журналах.

Замечания и пожелания по книге авторы примут с благодарностью, и их следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб, 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

Развитие электроэнергетики в СССР ведется в основном за счет строительства крупных тепловых и атомных электростанций с мощными конденсационными турбинами 300; 500; 800 и 1000 МВт. В этих условиях постройка новых ТЭЦ экономически оправдана лишь в районах, где имеются комплексы промышленных предприятий и жилые массивы с большой концентрацией тепловых потребителей. Сооружение ТЭЦ на органическом топливе в Европейской части СССР становится экономически неоправданным даже в том случае, когда они вытесняют АЭС по производству электроэнергии.

В тех районах страны, где концентрация теплового потребления не достигает экономически целесообразного для постройки ТЭЦ максимума, должна осуществляться оптимальная централизация теплоснабжения на основе развития сети крупных районных котельных.

При централизации теплоснабжения и закрытии небольших малоэкономичных заводских и домовых котельных уменьшаются расходы топлива, сокращается количество обслуживающего персонала и уменьшается загрязнение окружающей среды.

Таким образом, развитие теплоснабжения потребителей намечается по основным направлениям централизации системы, базирующейся на комбинированной выработке электроэнергии и теплоты на мощных ТЭЦ и АТЭЦ высокого и сверхвысокого давления, в том числе на чисто отопительных ТЭЦ; централизации системы теплоснабжения крупных районных производственно-отопительных и чисто отопительных котельных.

Децентрализованное теплоснабжение от небольших заводских, а также отопительных квартальных и домовых котельных, от печей и индивидуальных нагревательных приборов в ближайшее десятилетие будет сокращаться, но

все же будет иметь заметное место в покрытии общего теплопотребления.

Необходимо отметить, что даже при теплоснабжении от современных ТЭЦ высокого и сверхвысокого давления покрытие пиков отопительных нагрузок осуществляется от крупных пиковых водогрейных котлов, устанавливаемых как на территории ТЭЦ, так и в отдельно стоящих районных котельных. Такие котельные строятся иногда до включения в работу новых ТЭЦ и в дальнейшем могут использоваться в параллельной работе с ними для покрытия пиковых нагрузок.

Новые мощные ТЭЦ с крупными агрегатами строятся с установкой на них блоков котел — турбина или два котла — турбина без параллельных связей между ними. Надежность теплоснабжения от ТЭЦ и АТЭЦ с такими тепловыми схемами обеспечивается лишь при достаточно полном резервировании как теплофикационных, так и производственных отборов пара в случае аварийного останова одного из мощных блоков.

В таких ТЭЦ и АТЭЦ пиковые котельные превращаются в котельные, которые должны, кроме покрытия пиков отопительных и технологических нагрузок, обеспечивать резервирование покрытия технологических паровых нагрузок, а также основных отопительных нагрузок. В связи с этим в состав оборудования пиково-резервной котельной должны входить крупные водогрейные котлы и мощные паровые котлы низкого давления.

В ряде случаев перспективным может явиться применение единого типа комбинированного пароводогрейного котла, выдающего одновременно как пар, так и горячую воду.

Эксплуатация такой котельной с единым типом котла позволяет сократить количество обслуживающего персонала и упростить ремонтные работы. Кроме того, годовое число часов использования таких комбинированных

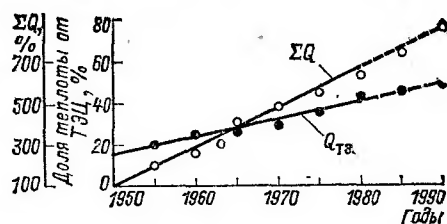


Рис. 1.1. Изменение суммарного потребления теплоты в стране ΣQ и доля теплоты, производимой на ТЭЦ и районных котельных $Q_{ТЭЦ}$

котлов увеличивается по сравнению с работой котлов в чисто водогрейном режиме, что в конечном счете может значительно сократить потребность в чисто паровых котлах низкого давления.

В соответствии с «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» [1] будет происходить непрерывный рост промышленного производства, осуществляться широкое жилищное строительство, развиваться сельское хозяйство. Интенсивное развитие сельскохозяйственных районов с размещением в них теплично-парниковых хозяйств, животноводческих ферм, заводов первичной переработки сырья, агропромышленных комплексов потребует надежного теплоснабжения всех расположенных в районе хозяйств и предприятий вместе с жилищно-коммунальным сектором поселков и городов.

Рост суммарного потребления теплоты народным хозяйством за истекшие годы и ориентировочный прогноз иллюстрируется кривой ΣQ (рис. 1.1), показывающей, что в каждом пятилетии по сравнению с предыдущим имеет место увеличение потребления теплоты в 1,3—1,6 раза [2].

На рис. 1.1 дана вторая линия $Q_{ТЭЦ}$, показывающая долю теплоэлектростанций в удовлетворении общей потребности в теплоте, которая выражается 30—40 % с постепенным увеличением. В количестве теплоты $Q_{ТЭЦ}$ учтена комбинированная выработка электрической и тепловой энергии на ТЭЦ, а также теплота, произведенная водогрейными котлами, работающими в пиковом и основном режимах централизованного теплоснабжения. Если же учесть только теплоту, отпускаемую ТЭЦ за счет комбинированной

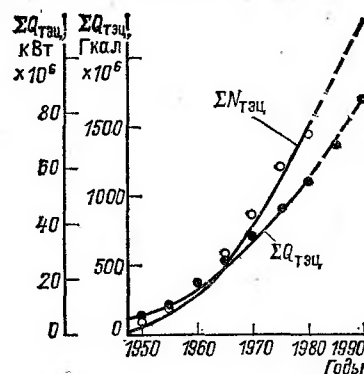


Рис. 1.2. Мощности ТЭЦ $\Sigma N_{ТЭЦ}$ (электрическая установленная и предполагаемая) и количество отпущенной теплоты $\Sigma Q_{ТЭЦ}$

выработки, то окажется, что темпы роста не соответствуют увеличению потребления теплоты народным хозяйством.

Основные причины отставания освещены в [2]. К ним относятся недостаточное внимание вопросам рационального энерго- и теплоснабжения промышленных узлов, которые разрабатываются многими отраслевыми организациями. Сюда же следует отнести постройку чисто конденсационных крупных тепловых электростанций без возможности установки на них теплофикационных турбин в районах с имеющимися или возникающими после окончания строительства ГРЭС крупными тепловыми потребителями.

Для действующих ТЭЦ недоиспользование тепловой мощности [2] объясняется отставанием развития потребителей, строительства магистральных и распределительных тепловых сетей, а также отсутствием или недостатком пиковой тепловой мощности для (в частности, при работе на мазуте) старых конструкций пиковых водогрейных котлов.

На рис. 1.2 показано изменение установленной электрической мощности ТЭЦ $\Sigma N_{ТЭЦ}$ и общего количества теплоты $\Sigma Q_{ТЭЦ}$, ими отпущенной, включая теплоту, полученную в водогрейных котлах, подключенных к тепловым сетям.

Как видно из рис. 1.2, мощности ТЭЦ увеличивались в 1,6—2,0 раза. На текущее и следующее пятилетие рост $\Sigma N_{ТЭЦ}$ и $\Sigma Q_{ТЭЦ}$ несколько меньше и составляет примерно 1,3 раза, хотя абсолютные величины прироста значительны.

Таблица 1.1. Доля теплоснабжения по отраслям промышленности

Отрасль промышленности	Годы			
	1965	1970	1975	1980
	%			
Химическая и нефтехимическая	14,3	15,2	16,9	18,5
Машиностроение и металлообработка	17,3	18,3	16,0	15,3
Топливная с нефтепереработкой	11,0	10,9	10,5	10,0
Пищевая	12,8	10,4	9,5	9,0
Строительные материалы	6,5	6,9	7,5	7,5
Лесная и деревообрабатывающая	10,4	7,7	7,5	7,0
Черная металлургия	7,8	7,2	6,4	5,7
Легкая	5,4	5,6	5,6	5,3
Цветная металлургия	3,8	3,8	3,8	3,6
Прочие отрасли	10,7	14,0	15,4	18,1
Итого	100	100	100	100

При общем росте потребления теплоты жилищно-коммунальным сектором доля теплоты, поступающей от ТЭЦ и от крупных районных котельных в крупных городах и промышленных районах, возрастет, а доля децентрализованного теплоснабжения сократится. Отметим, что доля децентрализованного теплоснабжения в 1980 г. составляла около одной трети всего теплоснабжения, сократившись с 1965 г. в полтора раза.

Доля теплоснабжения отдельными отраслями промышленности иллюстрируется табл. 1.1.

Теплоносителем в большинстве отраслей промышленности является водяной пар, составляющий в теплоснабжении две трети, остальное приходится на горячую воду. Перевод ряда технологических процессов с пара на горячую воду (мойка, отопление, вентиляция, горячее водоснабжение) приведет к росту потребления теплоты в виде горячей воды.

На рис. 1.3, а показан относительный рост потребления теплоты промышленностью. За последнюю пятилетку рост потребления теплоты промышленностью составил около 27 %. По данным [2] промышленность потребляет около 60 % всей теплоты, ис-

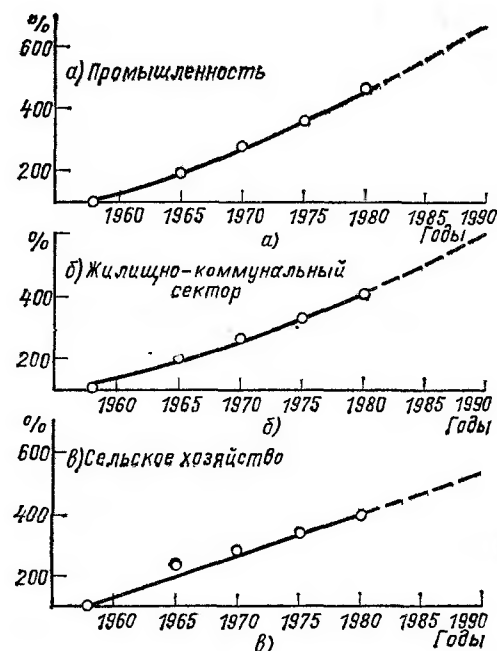


Рис. 1.3. Относительный рост потребления теплоты.

а — промышленностью; б — жилищно-коммунальным сектором; в — сельским хозяйством.

пользуемой народным хозяйством. Для этой отрасли, как правило, сооружаются ТЭЦ и крупные котельные с паровыми и водогрейными котлами. Кроме того, в машиностроительной, в металлообрабатывающей и других отраслях промышленности, потребляющих около 10—12 % всего топлива, имеется большое количество печей с КПД 20—25 %.

На рис. 1.3, б показан рост потребления теплоты жилищно-коммунальным сектором. В связи с интенсивным строительством в городах, поселках городского типа и в сельской местности жилых домов с централизованным теплоснабжением рост потребления теплоты этим сектором составит 25 %.

На рис. 1.3, в показан относительный рост потребления теплоты в сельском хозяйстве, который увеличится к 1990 г. более чем на 30 % по сравнению с 1980 г.

Быстрый рост теплоснабжения в жилищно-коммунальном секторе и сельском хозяйстве объясним при рассмотрении соотношения между городским и сельским населением в СССР. На рис. 1.4 показан [3] рост населения городов и поселков городского типа за прошед-

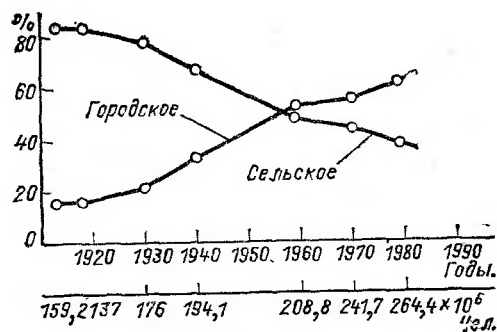


Рис. 1.4. Соотношение между городским и сельским населением СССР, его общая численность и изменения.

шие годы. В настоящее время больше 60 % всего населения СССР проживает в городах и поселках городского типа.

Общее число городов и поселков городского типа составляет в настоящее время около 6200 и возросло за последнее десятилетие примерно в 1,12 раза. Общая численность сельского населения, как это видно из рис. 1.4, сократилась. Число городов с населением в 1 млн. чел. и более выросло с 15 до 20, и особенно возросло число городов, имеющих численность в 100 тыс человек и более.

По данным ВНИПИэнергопрома [2] количество городов с суммарным потреблением теплоты более 1000 Гкал/ч в 1980 г. составило около 170, увеличившись за 10 лет более чем в 2 раза. Однако около 95 % городов и поселков городского типа по подсчетам той же организации будут иметь расчетную тепловую нагрузку менее 500 Гкал/ч, и для них, по-видимому, основными источниками теплоснабжения будут котельные. Продолжающееся удорожание всех видов органического топлива и изменение стоимости оборудования могут изменить в меньшую сторону расчетные тепловые нагрузки, являющиеся в настоящее время оптимальными для постройки ТЭЦ.

В нашей стране на 1980 г. примерно три четверти городов и поселков городского типа имеют тепловое потребление ниже 50 Гкал/ч, и вопросы их централизованного теплоснабжения нуждаются в оптимальном решении, хотя их доля в общем потреблении теплоты относительно невелика. Как известно, сжигание топлива в мелких

котельных городов, поселков и большого числа сельских поселений происходит с невысоким КПД и в котельных на твердом топливе составляет около 60 %, а на газе и жидком топливе — 80 %; КПД отопительных печей 25—30 %. Поэтому повышение КПД местных источников теплоснабжения на 1 % может дать ежегодно экономию условного топлива в 2—3 млн. т.

В крупных городах на ТЭЦ с целью уменьшения общих капитальных затрат для покрытия пиковых тепловых нагрузок устанавливаются водогрейные котлы теплопроизводительностью 100 и 180 Гкал/ч. Решениями Минэнерго СССР рекомендуется опережающее строительство районных отопительных котельных непосредственно в районах теплоснабжения и использование их после сооружения ТЭЦ в качестве пиковых источников теплоты [4].

Кроме строительства ТЭЦ и котельных на органическом топливе, для целей теплоснабжения намечается использование и других источников, в первую очередь атомных теплоэлектростанций (АТЭЦ).

По данным [2] зона равной экономичности применения ТЭЦ и АТЭЦ получена при тепловой нагрузке порядка 1500 Гкал/ч. По капитальным затратам установленная 1 Гкал/ч теплоты на АТЭЦ будет стоить примерно в 1,5—2,0 раза больше, чем на ТЭЦ. Поэтому намечено изготовление реакторов и постройка атомных станций теплоснабжения (АСТ), где будет вырабатываться только тепловая энергия. Кроме источников теплоснабжения на органическом и ядерном топливе, для покрытия незначительной доли теплопотребления предполагается использовать геотермальную, солнечную энергию, вторичные ресурсы, бытовые отходы и некоторые другие виды ресурсов.

Не рассматривая подробно вопросов развития источников теплоснабжения за рубежом, отметим, что наряду с централизованными источниками теплоты за рубежом широко распространены местные домовые, поэтажные и квартирные теплоснабжающие установки, в которых, кроме природного газа и жидкого высококачественного топлива, часто используется для отопления и горячего водоснабжения по-

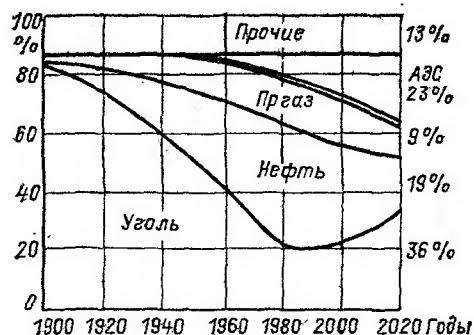


Рис. 1.5. Пример прогноза топливно-энергетического баланса мира до 2020 г.

догрев воды в электродогревателях. В странах СЭВ используются новые ТЭЦ, а также крупные водогрейные и паровые котлы низкого давления в качестве источников теплоснабжения. Централизация теплоснабжения в странах СЭВ осуществляется, главным образом, в местах постройки новых или расширяемых предприятий с большим потреблением теплоты и в районах жилищно-коммунального строительства. Более широко, чем в СССР, в странах СЭВ распространены местные установки для отопления и горячего водоснабжения.

В связи с использованием нефти и природного газа на нужды химической промышленности, более глубокой переработкой нефти и увеличением цен на мировом рынке намечается тенденция изменения структуры топливного баланса СССР в сторону большего использования угля при соответствующем снижении доли потребления жидкого топлива.

В нашей стране добыча природного газа покрывает примерно треть часть потребности в топливе, и вместе с жидким топливом эта величина составляет две трети всего добываемого топлива.

На рис. 1.5, например, показаны данные мирового прогноза [7], из которых следует, что потребление нефти на производство электроэнергии и теплоты будет сокращаться, доля угля и ядерного топлива возрастет, а доля природного газа сохранится.

Говоря о топливном балансе СССР, следует упомянуть о поставках топлива в страны СЭВ. Известно, что из СССР в течение четырех истекших пятилеток экспортируется уголь, нефть и природный газ. Размер этих поставок по данным [6] составляет для уг-

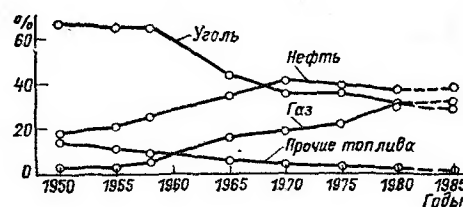


Рис. 1.6. Топливный баланс СССР и его изменения.

ля около 2 % добычи в СССР, природного газа до 4 % и нефти от 5 до 11,7 % добычи в СССР, что свидетельствует о необходимости экономии, особенно жидкого топлива.

На рис. 1.6 показано изменение топливного баланса СССР. Необходимо подчеркнуть, что применение природного газа для жилищно-коммунального потребления растет быстрее, чем общий рост потребления природного газа. Использование на коммунальные нужды такого вида жидкого топлива, как соляровое масло, позволяющее меньше загрязнять воздушный бассейн в случае его применения в небольших источниках теплоснабжения, не получило значительного распространения в СССР. Осуществляемая на нефтеперерабатывающих заводах глубокая переработка нефти без ее очистки от серы привела к широкому использованию в котельных агрегатах мазута марки 100 с содержанием серы в несколько процентов, что нельзя признать правильным из-за ускоренного вследствие коррозии износа оборудования и загрязнения воздушного бассейна.

В случае применения твердого топлива для нужд небольших котельных следует использовать только сортированные и высококачественные топлива, позволяющие получить расчетные производительности установок. Особенно важно применение сортированных твердых топлив для механизированных топочных устройств, где потери теплоты от механической неполноты сгорания для каменных рядовых углей по данным [5] находятся в пределах от 5,5 до 11 %, для бурых углей — от 5,5 до 9,0 % и для антрацитов — до 13,5 %, а фактически достигают существенно больших величин.

Для котельных с водогрейными и паровыми котлами производительностью 100 Гкал/ч и более, а также 100 и 160 т/ч пара применение рядовых

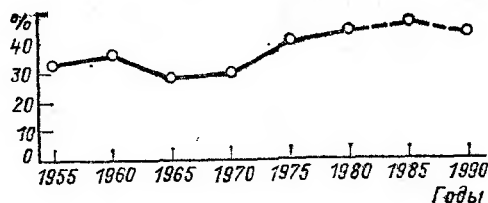


Рис. 1.7. Изменение доли котельных установок в производстве теплоты, потребной народному хозяйству.

углей, зольность и влажность которых за последнюю пятилетку заметно увеличились, приводит к необходимости усложнения пылеприготовительных установок, вплоть до использования шаровых барабанных мельниц и схем с промежуточными бункерами.

Исходя из положений, изложенных выше, а также из данных рис. 1.7, следует признать, что роль производственных, производственно-отопительных и отопительных котельных останется существенной на достаточно длительный период. Если принять, что количество теплоты, отпущенной на все нужды народного хозяйства, составило около 2400 млн. Гкал, из которых около 43 % получено от теплоэлектроцентралей, а часть за счет различных местных источников теплоснабжения, то на долю котельных приходится отпуск теплоты около 45 % или ориентировочно около 1500 млн. Гкал. При годовом числе часов использования установленной производительности котельных, равном примерно 4500 ч, и коэффициенте использования установленной мощности около 0,7 суммарная установленная производительность котельных составляет около 250 тыс. Гкал/ч.

В соответствии с инструкцией Госстроя СССР (СН 581-80) для упорядочения теплоснабжения городов, поселков и сельских населенных пунктов с расчетной тепловой нагрузкой до 100 Гкал/ч на расчетный срок в 10—15 лет должна составляться в качестве предпроектного документа схема теплоснабжения. При определении расчетной тепловой нагрузки следует учитывать потребность в тепловой энергии всех объектов города, поселка, сельского населенного пункта, в том числе промышленных предприятий, групп предприятий (промышленных узлов) и сельскохозяйственных производственных объектов и комплексов. В схеме обосновывается экономическая и хо-

зяйственная необходимость проектирования и строительства новых, а также расширения и реконструкции существующих котельных и тепловых сетей.

В схемах теплоснабжения, увязанных с генеральными планами развития городов, поселков и сельских населенных пунктов, должна быть выделена первая очередь строительства на срок 5—7 лет. Определение источников средств, за счет которых разрабатываются эти схемы, и утверждение схем производится Советами Министров союзных республик, а схемы разрабатываются специализированными проектными организациями, определяемыми Госстроями союзных республик. Задания на разработку схем должны быть согласованы с исполкомами местных Советов народных депутатов, готовые схемы согласовываются с районным энергоуправлением Минэнерго СССР, местным органом Госсаннадзора СССР и министерством или ведомством, которому подчинены промышленные предприятия, промышленные узлы, сельскохозяйственные объекты или комплексы.

Экономическая целесообразность предопределяет сохранение значительной доли участия крупных отопительных котельных установок в покрытии общего потребления теплоты. Это видно из рис. 1.7, показывающего изменение производства теплоты районными и местными котельными установками.

Наряду с крупными производственными, производственно-отопительными котельными мощностью в сотни тонн пара в час или сотни гигакалорий теплоты установлены сотни тысяч котельных, оборудованных агрегатами до 1 Гкал/ч и работающих почти на всех видах топлива. Подобные мелкие котельные продолжают строиться по типовым проектам Госстроя СССР, республик и по индивидуальным проектам других организаций.

По данным [8] в г. Москве доля покрытия тепловых нагрузок в 1990 г. составит от ТЭЦ 75 %, от районных котельных 15 % и от местных квартальных и домовых котельных 10 %, что составляет часовую производительность последних около 4800 Гкал/ч. Количество районных котельных в г. Москве на 1990 г. составит свыше 20, однако сохранятся и мелкие котельные, оборудованные котлами типа

ДКВ, ДКВР — общим числом больше тысячи на промышленных предприятиях, нуждающихся в паре низких параметров. В Московской области имеется около 150 городов и поселков городского типа, из которых около 20 нуждаются в сооружении ТЭЦ, а остальные могут иметь источниками теплоснабжения районные отопительные, отопительно-производственные котельные или снабжаться теплотой от АТЭЦ и АСТ. Последние обычно располагаются на значительном расстоянии от

центра потребления, вне городов и поселков городского типа. До широкого их применения требуется решение ряда научно-технических проблем и создание опытно-промышленных установок.

Таким образом, использование производственно-отопительных и отопительных котельных в будущем сохранится и при этом предусматривается их укрупнение, повышение экономичности использования органического топлива и оснащение новым современным оборудованием.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ И РЕЖИМЫ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ

В гл. 1 рассмотрено распределение потребления теплоты в различных отраслях народного хозяйства (табл. 1.1) и показаны перспективы его изменения на ближайшие годы. Там же даны и некоторые сведения об используемых теплоносителях. Для выбора оптимального вида источника теплоснабжения необходимо большое количество исходных данных, к ним относятся прежде всего требования потребителя к тепловой энергии (вид и параметры теплоносителя), характер и графики потребления теплоты в течение суток и года, возможность возврата охлажденного теплоносителя и его параметры, расположение потребителей теплоты и их величина, иногда называемые «тепловой плотностью» потребителей, характеристики и стоимость топлива, наличие водных ресурсов и их величина, качество воды и ряд других сведений.

Все эти сведения обычно получают из опросных листов потребителя, для которого должен быть разработан проект источника теплоснабжения. В зависимости от характера тепловых нагрузок котельные установки принято разделять на следующие типы:

производственные котельные, предназначенные для снабжения теплотой технологических потребителей;

производственно-отопительные котельные, осуществляющие теплоснабжение технологических потребителей, а также дающие теплоту для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения промышлен-

ных, общественных и жилых зданий и сооружений;

отопительные котельные, вырабатывающие тепловую энергию только для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых, общественных, промышленных зданий и сооружений.

Такое деление котельных установок, установленное строительными нормами [9], вытекает из характера их работы, назначения и графика нагрузок.

Котельные по надежности теплоснабжения потребителей делятся на две категории:

первую, если от котельной питаются потребители, нарушение теплоснабжения которых связано с опасностью для жизни людей и со значительным ущербом народному хозяйству (если котельная является единственным источником теплоты);

вторую, к которой относят всех остальных потребителей и котельные, снабжающие их теплотой. Деление потребителей и источников теплоснабжения осуществляется в соответствии с [9].

В зависимости от характера производства и работы агрегатов, установленных на предприятии, снабжение теплотой для технологических нужд может требоваться круглосуточно — в течение трех смен непрерывно — или периодически на время двух или одной смены. Во втором случае обычно оказывается необходимым второй источник теплоснабжения для нужд отопления, вентиляции и горячего водо-

снабжения. Вследствие этого чисто производственные котельные встречаются реже, чем производственно-отопительные, с помощью которых решаются обе задачи. Поэтому режимы работы, тепловые схемы и другие вопросы работы производственных котельных освещены меньше, чем для производственно-отопительных и чисто отопительных котельных. Отопительные котельные, число которых достигает сотен тысяч с теплопроизводительностью от долей до сотен Гкал/ч, проектируются и строятся главным образом по типовым проектам Госстроя СССР.

При использовании типового проекта, в котором подробно разработаны главные принципиальные решения, остальные вопросы уточняются в соответствии с указаниями [9].

Во всех типовых проектах котельных указываются климатологические условия их применения, максимальная производительность, дается выбор теплового и электротехнического оборудования и разработана строительная часть. Здесь же даны и сведения о тепловых схемах, определяющих выбор основного и вспомогательного оборудования.

В котельной установке второй категории любого типа установленная теплопроизводительность всех агрегатов должна соответствовать максимальной нагрузке. В котельных, теплоснабжение от которых должно быть непрерывным (первая категория), ставится резервный котел.

Различие в графиках нагрузки котельных установок, предназначенных для разных потребителей, изменяет требования к основному оборудованию — собственно котельным агрегатам.

В производственных котельных расход пара или горячей воды зависит от мощности производственных установок и характера их работы. Эти котельные при непрерывной трехсменной работе всех цехов и установок предприятия обычно имеют сравнительно мало меняющийся суточный график нагрузки. При определении производительности котельной здесь следует учитывать возможное использование ВЭР в технологических установках.

Производственно-отопительные котельные снабжают паром потребителя чаще всего в течение двух или одной

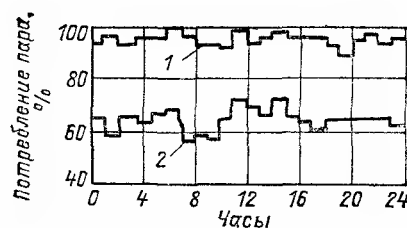


Рис. 2.1. Суточный график потребления пара предприятием с непрерывным технологическим процессом.

1 — зимний рабочий день; 2 — летний.

смены, реже — трех. Потребление горячей воды на вентиляцию и технологические нужды ограничено теми же сменами, когда потребляется пар, а жилищно-коммунальные нужды требуют круглосуточной подачи горячей воды.

Отопительные котельные работают с большой производительностью в течение трех смен лишь во время отопительного сезона. По окончании последнего из котельной ведется лишь подача теплоты на горячее водоснабжение. При отоплении промышленных и общественных зданий в целях экономии в нерабочие часы количество теплоты подаваемого от котельной должно уменьшаться до величины, необходимой для поддержания пониженной против расчетной температуры.

Однако это не всегда реализуется, что завышает отпуск теплоты, нагрузку котельной и соответственно непроизводительные затраты топлива.

Проведенные исследования [2, 10] режимов потребления технологического пара предприятиями разных отраслей промышленности показали, что наиболее теплоемкие, с непрерывным технологическим процессом предприятия имеют наиболее ровный суточный график, как например показанный на рис. 2.1. При непрерывном производственном процессе изменения расхода пара в течение суток невелики, если в общей производительности котельной потребление пара на технологические нужды составляет 70—80 %. Уменьшение расхода пара летом по сравнению с зимой значительно (до 50 %), что объясняется влиянием повышения температуры перерабатываемого сырья, воздуха, воды и снижения потерь теплоты в окружающую среду оборудованием, установленным вне здания.

На рис. 2.2 показано, как изменяется расход пара в течение суток на технологические нужды предприятием при двухсменной работе зимой в рабо-

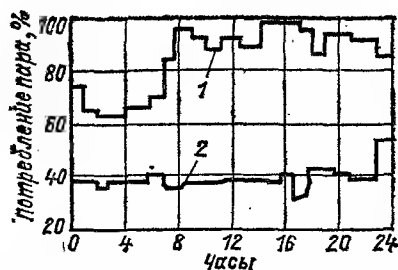


Рис. 2.2. Суточное потребление пара предприятием с двухсменным технологическим процессом зимой в рабочий (1) и выходной (2) день.

чий день (1) и выходной день (2). Кроме снижения расхода в выходной день до 40 % максимального, из кривой 1 видно, что в ночные часы (от 0 до 8 ч) потребление пара уменьшается в 1,6 раза. Отношение среднесуточной часовой тепловой нагрузки к максимальной называется коэффициентом заполнения суточного графика $K_{з.с}$ (для предприятий с непрерывным технологическим процессом 0,90—0,96; при двухсменной работе 0,7—0,8 и односменной до 0,45—0,55).

Выравнивание суточного графика нагрузки котельной при одно- или двухсменной работе предприятия может быть достигнуто применением тепловых аккумуляторов.

Современные паровые водотрубные котлы малой мощности обладают небольшой аккумулялирующей способностью, составляющей 2—3 % за счет изменения объема воды между верхним и нижним допустимым уровнем ее в барабане и около 2 % за счет снижения давления, т. е. в сумме 5 % часовой паропроизводительности.

Если к паропроводу потребителя подключить сосуд с водой емкостью в несколько десятков кубических метров и нагреть эту воду паром с давлением, равным давлению в котле, до температуры насыщения, а затем понизить давление, то часть воды будет испаряться. Паровой котел будет тогда работать с постоянной производительностью, и при снижении расхода пара у потребителя часть его пойдет в аккумулятор для зарядки; при увеличении потребления пара за счет снижения давления в аккумуляторе можно покрыть пик расхода.

На рис. 2.3 показан годовой график изменения теплотребления предприятиями с непрерывным технологическим процессом (химическим) и при одно- или двухсменной работе (машинностроительным).

Из рис. 2.3 следует, что для обоих указанных видов предприятий годовой график имеет большую неравномер-

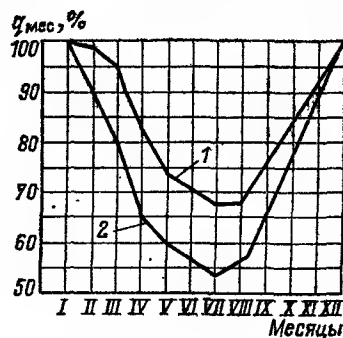


Рис. 2.3. Годовой график потребления пара и теплоты на технологические нужды предприятиями.

1 — химической и 2 — машиностроительной промышленности.

ность. Отметим, что предприятия группы 1 в общем теплотреблении имеют 70—80 % пара, группы 2 только 40—50 %.

Если обозначить отношение среднесуточного в течение года потребления пара к максимальному как коэффициент заполнения годового графика $K_{з.г}$, то число часов использования максимума потребления пара, ч,

$$h_0 = 3760 K_{з.с} K_{з.г}. \quad (2.1)$$

Имеются предложения разделить все предприятия на три группы. К первой группе относятся предприятия, в которых преобладает отопительная нагрузка, ко второй — с преобладающей технологической и к третьей — с технологической нагрузкой, составляющей 90 % и более [10].

В отличие от суточных графиков потребления пара на технологические нужды, годовые графики для всех отраслей промышленности имеют, как это видно из рис. 2.3, неравномерное заполнение, характеризующееся величиной $K_{з.г} = 0,57 \div 0,76$.

Производственные котельные, у которых годовое число часов использования максимума $h_0 > 6000$, имеют величину $K_{з.г} = 0,80 \div 0,85$; при $h_0 = 6000$ величина $K_{з.г} = 0,60 \div 0,76$.

Выравниванию графика потребления пара в производственных котельных способствует использование ВЭР, особенно в тех случаях, когда утилизационная установка встроена в технологический цикл. При максимальной производительности технологического оборудования растет и величина ВЭР, а следовательно, увеличивается воз-

возможность получения теплоты за счет ВЭР и уменьшения ее потребления от производственной котельной.

В качестве теплоносителя от производственных котельных обычно требуется подача насыщенного или слабо перегретого (примерно на 30—50 °С) водяного пара. Сравнительно редко, главным образом в химической промышленности, имеет место использование высококипящих органических теплоносителей, называемых ВОТ, имеющих высокие — до 300—400 °С — температуры кипения при низких давлениях.

Водяной пар используется обычно при среднетемпературных технологических процессах. При низкотемпературных (до 150—200 °С) технологических процессах предпочтение как теплоносителю отдается воде из-за ее большей плотности и теплоемкости.

В некоторых случаях в качестве теплоносителя приходится использовать как водяной пар, так и нагретую воду. Температура последней может быть ниже и выше температуры кипения при атмосферном давлении, доходя до 150—200 °С, т. е. до температур, близких к температуре насыщения водяного пара при давлении в несколько избыточных атмосфер. В этом случае надо помнить о необходимости поддержания в такой системе теплоснабжения постоянного избыточного давления, что достаточно сложно и требует соответствующего расхода энергии. Поэтому для технологических процессов, требующих обогрева теплоносителем с температурой выше 120—150 °С, чаще используют водяной пар; стремясь к централизации теплоснабжения данного предприятия и района, к котельной присоединяют теплоснабжение зданий и сооружений для их отопления, вентиляции и горячего водоснабжения не только собственного предприятия, но и близлежащего жилого поселка.

В том случае, если потребление теплоты на отопительно-вентиляционные нужды предприятия и поселка и на их снабжение горячей водой не велико (не превышает 15—20 % максимальной установленной мощности котельной), суточный график нагрузки последней близок к изображенному на рис. 2.2.

Суточный график нагрузки производственно-отопительной котельной с

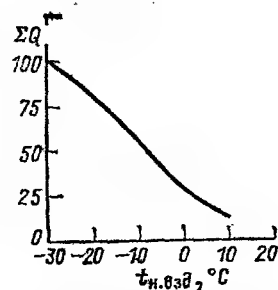


Рис. 2.4. Относительное изменение расхода тепла на отопление и вентиляцию зданий в зависимости от температуры наружного воздуха.



Рис. 2.5. Относительное изменение расхода на горячее водоснабжение в течение суток.

большим количеством теплоты, отдаваемой на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, имеет иной вид. На него оказывает влияние рост потребления теплоты в утренние и вечерние часы и уменьшение в ночные, температура наружного воздуха, тепловая характеристика зданий, количество рабочих смен предприятия или наличие людей в общественных зданиях и ряд других факторов. Для иллюстрации изложенного на рис. 2.4 показано относительное изменение расхода теплоты на отопление и вентиляцию в зависимости от температуры наружного воздуха, а на рис. 2.5 — расхода горячей воды в течение суток. Отметим, что температура наружного воздуха в течение суток может сильно изменяться, что повлечет за собой существенное изменение расхода теплоты на вентиляцию. Колебания же в расходе теплоты на отопление будут меньше за счет теплоаккумулирующей способности зданий. На рис. 2.5, кроме суточных колебаний расхода горячей воды на жилищно-коммунальные нужды, дана его среднесуточная величина.

Следует также иметь в виду, что в течение недели потребление теплоты на горячее водоснабжение неравномерно и в последние дни недели резко растет, примерно в 1,8—2,0 раза. Вследст-

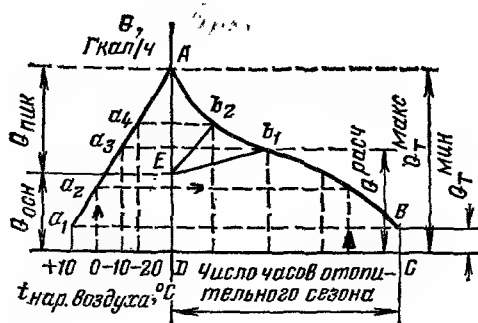


Рис. 2.6. График нагрузки отопительной котельной на сезон.

вие указанного суточный график на-
грузки котельных, у которых основное
количество теплоты отдается на отоп-
ление, вентиляцию и горячее водоснаб-
жение, обычно имеет ступенчатый ха-
рактер с ростом потребления теплоты
в утренние и вечерние часы и уменьше-
нием в ночные. Суточный график обыч-
но имеет высокий коэффициент запол-
нения ($K_{з.с} = 0,80 \div 0,90$) и должен сле-
довать за графиком наружных темпе-
ратур. Так как колебания температуры
наружного воздуха, которые могут
иметь место в течение суток, частично
компенсируются аккумулирующей спо-
собностью зданий, принято график на-
грузки на отопление и вентиляцию
строить в зависимости от продолжи-
тельности стояния данной температуры
наружного воздуха. По оси абсцисс от-
кладывают число часов отопительного
сезона, в течение которого наблюдает-
ся данная температура наружного воз-
духа, а по оси ординат — часовой рас-
ход теплоты, соответствующий этой
температуре. Продолжительность стоя-
ния данной температуры наружного
воздуха находят из справочников и
СНиП.

Если слева от оси ординат, как это показано на рис. 2.6, по оси абсцисс отложить температуры наружного воздуха, а по оси ординат — соответствующие часовые расходы теплоты, а затем перенести эти точки (a_1, a_2, a_3, a_4) и т. д. в правый квадрант до точки пересечения с ординатами продолжительности стояния этой температуры в часах в течение года, то можно, соединив точки пересечения, получить кривую AB . Площадь $ABCD$ представляет собой в выбранном масштабе годовой расход теплоты. Линия a_1A дает зависимость часового расхода теплоты от температуры наружного воздуха,

Продолжительность отопительного периода для большинства районов СССР составляет от 3600 до 6000 ч в год, что меньше числа часов использования установленной электрической базовой мощности, равного 5500--7000 ч.

Величина $Q_T^{\text{макс}}$ — максимальная тепловая нагрузка на отопление — обычно в два раза превышает средний за отопительный период расход теплоты. Зная по справочнику температуру наружного воздуха в течение каждого месяца, с помощью графика, аналогичного рис. 2.6, можно вычислить средне-месячные расходы теплоты и построить по ним годовой график потребления теплоты на технологические нужды, сходный с показанным на рис. 2.3. Так как минимальная месячная нагрузка для отопительных установок лежит на уровне 20—25 % максимальной, а продолжительность ее составляет в зависимости от района страны от 2 до 5 мес, годовой график нагрузки весьма неравномерен. Пример такого годового графика тепловых нагрузок показан на рис. 2.7. Коэффициент его заполнения $K_{\text{з.г}}$ находится в пределах от 0,45 до 0,60.

Наконец, суммарный годовой график нагрузки производственно-отопительной котельной целесообразно строить путем суммирования отопительной нагрузки с расходом теплоты на технологические нужды в координатах по абсциссе — число часов (годовое и отопительного сезона), а по ординате — суммарная теплопроизводительность. Пример такого графика показан на рис. 2.8. Из графика видно, что по окончании отопительного сезона теплота требуется лишь на горячее водоснабжение и технологические нужды. Суммирование графиков дает представление о легкой нагрузке производственно-отопительной котельной

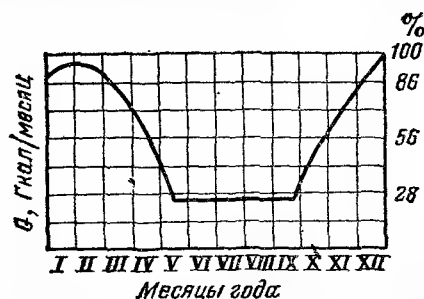


Рис. 2.7. Годовой график нагрузки отопительной котельной.

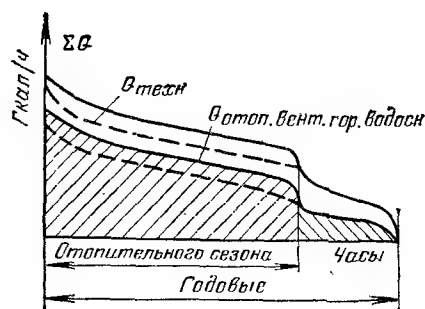


Рис. 2.8. Годовой график нагрузки производственно-отопительной котельной.

и позволяет определить необходимое для расчетов $K_{з.г}$ и h_0 .

В итоге составления суточного и годового графиков нагрузки, подсчета коэффициентов их заполнения $K_{з.с}$ и $K_{з.г}$ и определения годового числа часов использования оборудования можно получить исходные величины для расчета тепловой схемы данной котельной. Расходы пара и горячей воды на технологические нужды определяются из графиков нагрузки для максимального зимнего и летнего режимов.

Расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение необходимо определять, исходя из характерных режимов работы тепловых сетей (системы которых могут быть закрытыми и открытыми) в соответствии с требованиями строительных норм и правил (СНиП) [11]. СНиП в зависимости от температуры наружного воздуха определено число суток отопительного и летнего периодов, в течение которых теплота расходуется на горячее водоснабжение. Эти данные позволяют также подсчитать расходы теплоты на отопление и вентиляцию жилых и промышленных зданий. Обычно расход теплоты на горячее водоснабжение принимают пиковым часовым при отсутствии аккумулирующих емкостей и среднечасовым при их наличии. Для расчетов принципиальных тепловых схем в первом приближении расход теплоты на горячее водоснабжение для жилищно-коммунального сектора может быть принят в размере 20 % расхода теплоты на отопление и вентиляцию. Для промпредприятий эта величина обычно существенно меньше. Этот расход теплоты суммируется с расходом теплоты на техно-

логические нужды при таком же режиме и полученные значения используются при выборе оборудования.

Производственно-отопительные котельные с h_0 около 5000 ч имеют $K_{з.г} = 0,60 \div 0,76$, а при h_0 порядка 4500 ч и меньше $K_{з.г} = 0,57 \div 0,68$. Эти данные позволяют при наличии суточного графика нагрузки нескольких или одного предприятия, определяющего в данном районе максимальный расход технологического пара, найти при указанных коэффициентах $K_{з.г}$ годовое число использования максимума потребления пара h_0 из выражения (2.1). Это дает возможность более правильно выбрать производительность и число агрегатов, устанавливаемых в котельной.

При подсчетах расходов теплоты на отопление можно использовать и приближенные методы.

Если иметь удельный расход теплоты q_0 на 1 м³ объема здания, считая по его наружным размерам, расчетную температуру наружного воздуха $t_{н.о}$ и усредненную расчетную температуру воздуха в помещениях $t_{вн}$, то максимальный часовой расход теплоты на отопление составит:

$$Q_0 = q_0 V (t_{вн} - t_{н.о}), \quad (2.2)$$

где V — наружный строительный объем здания без подвала, м³.

Величина q_0 удельной потери теплоты зависит от конструкции здания — толщины и материала стен, площади оконных проемов, типа крыши и чердака, от количества этажей и времени постройки. Эту величину можно взять из соответствующих справочников, например [12]. Там же даны и средние расчетные температуры во внутренних помещениях $t_{вн}$ и наружного воздуха $t_{н.о}$. Расход теплоты на вентиляцию может быть определен аналогичным способом, если отсутствуют проекты местных систем приточной вентиляции с подогревом воздуха. Удельные расходы теплоты на вентиляцию в формуле (2.2) могут быть найдены с помощью таблиц и данных из [12] или приняты для общественных зданий $q_v = 0,2$ ккал/(м³·ч·°C).

Более грубо максимальный часовой расход теплоты на вентиляцию может быть определен по плану застройки города в размере 30—50 % расхода теплоты на отопление общественных зданий и 7—12,5 % расхода теплоты на отопление жилых зданий. При оп-

ределении расхода теплоты на вентиляцию зданий промышленных предприятий необходимо использовать проекты и расчеты систем вентиляции, разработанные специализированными организациями. Полученные данные о максимальном часовом расходе теплоты на вентиляцию суммируются с расходом теплоты на отопление.

Максимальный расход теплоты будет иметь место при наиболее низких для данного района температурах наружного воздуха, продолжительность стояния которых по климатологическим данным невелика. Поэтому для проектирования отопления средняя температура наружного воздуха принимается в наиболее холодной пятидневке за восемь зим за 50 лет. Эта температура называется расчетной, и ее величина указывается в соответствующих СНиП и справочниках. Средний зимний часовой расход теплоты подсчитывают применительно к средней температуре наружного воздуха за отопительный период.

Летний часовой расход теплоты определяют суммированием потребления на технологические нужды и горячее водоснабжение, как это было показано на рис. 2.8. Температура воды в летнее время не может быть ниже 70 °С. Расходы теплоты в наиболее холодный месяц года нужны для проверки обеспеченности теплоснабжения потребителей при выключении из работы одного наибольшего по тепло- или паропроизводительности котельного агрегата.

Среднезимний и летний часовой расход теплоты обычно используют при выяснении среднегодовых технико-экономических показателей работы данной котельной установки, о чем более подробно сообщается в гл. 5.

Пересчет расхода теплоты на отопление и вентиляцию с максимального зимнего на средний зимний или в наиболее холодный месяц с достаточной степенью точности может быть выполнен, если принять расходы теплоты пропорциональными разности температур внутреннего и наружного воздуха. Для облегчения расчетов, определяющих количество теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, можно использовать графики типа показанного на рис. 2.9.

Такой график можно построить, если принять температуру воздуха внут-

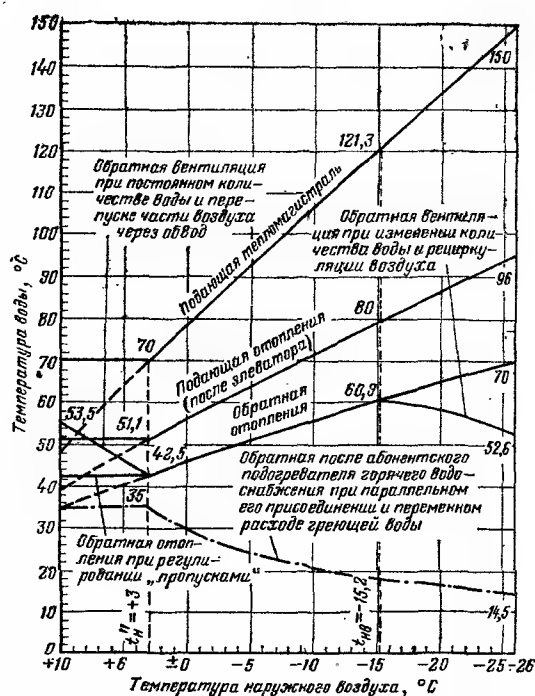


Рис. 2.9. График необходимой температуры воды в тепловых сетях в зависимости от температуры наружного воздуха.

ри помещений +18 °С. С помощью графика легко найти температуру воды в основной подающей магистрали и в обратной магистрали после системы отопления. Кроме температуры воды в основных магистралях — подающей и обратной на нем нанесены линии необходимых температур воды после элеватора или насоса в отопительных приборах и в обратных линиях при разных способах регулирования систем отопления и вентиляции. Наконец, там же дана температура воды в обратной линии от подогревателя для горячего водоснабжения при параллельном его присоединении.

В том случае, если теплообменники для горячего водоснабжения присоединены последовательно системе отопления и вентиляции, температура воды, возвращаемая из тепловых сетей в источник теплоснабжения, будет ниже и ее необходимо определить расчетом. Определив с помощью подобного графика и расчетов температуру воды в подающей и обратной магистралях и зная количество потребной теплоты и температуру наружного воздуха, нетрудно найти количество воды в каждом случае и установить нужные величины для всех режимов.

Кроме рассмотренных, наиболее широко распространенных типов котельных, известное применение получили временные котельные, используемые при строительстве промышленных и иногда жилых объектов. Как правило, временные котельные служат для выработки насыщенного пара низких параметров (3—8 кгс/см²) и имеют производительность от 0,5 до 12,5 т/ч. Котельные установки запроектированы передвижными и смонтированными в железнодорожных вагонах и фургонах. Топливом для таких котельных служат мазут и твердое топливо. Котельные оснащаются водоподготовкой, питательными насосами, дымовыми трубами и прочим вспомогательным оборудованием, изготавливаемыми предприятиями Минэнерго СССР, Главмостроя и Миннефтепрома СССР. Монтаж таких установок при

наличии коммуникаций к потребителю осуществляется в течение 4—20 сут в зависимости от типа и производительности. График нагрузки таких котельных связан с их назначением — технологическим, отопительным или смешанным.

В некоторых случаях для промышленно-отопительных котельных перспективным является применение комбинированных пароводогрейных котлов [13]. В частности, они могут применяться в котельных сельскохозяйственных потребителей, где требуются горячая вода и пар.

В [13] указаны и другие пути использования котлов этого типа, в том числе и на ТЭЦ для снятия пиковых расходов пара и горячей воды, а при блочных схемах ТЭЦ — в качестве пиково-резервных котлов.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ, ВОДОГРЕЙНЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ ПАРОВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

В настоящее время паровые барабанные котлы низкого давления изготавливаются в основном Белгородским заводом «Энергомаш», «Бийским котельным заводом (БКЗ), Таганрогским заводом «Красный котельщик» (ТКЗ).

Белгородский завод «Энергомаш» выпускает паровые котлы серий БМ и ГМ производительностью 35 и 50 т/ч на давление соответственно 40 и 14 кгс/см², рассчитанные для работы на газе и мазуте, а также котлы серии К-50 производительностью 50 т/ч, рассчитанные на давление 40 и 14 кгс/см² и камерное сжигание твердого топлива. Котлы серии БМ могут работать также с давлением 14 и 23 кг/см². При давлении 40 кгс/см² котлы вырабатывают перегретый пар с температурой 440 °С. При давлениях 14 и 23 кгс/см² все котлы могут вырабатывать насыщенный или слабо перегретый (до 250 °С) пар.

Бийский котельный завод выпускает серию газомазутных котлов типа ДЕ, а также серию котлов типа Е (КЕ) для сжигания твердого топлива на давление 14 и 24 кгс/см². Газома-

зутные котлы выпускаются паропроизводительностью 4; 6,5; 10; 16 и 25 т/ч. Котлы на твердом топливе выпускаются паропроизводительностью 2,5; 4,0; 6,5; 10 и 25 т/ч.

Таганрогский завод «Красный котельщик» изготавливал лишь котлы типа Е-1/9 на давление пара 9 кгс/см² паропроизводительностью 1,0 т/ч для работы на газе, мазуте и твердом топливе. В настоящее время завод разработал проект котлов производительностью 100 и 160 т/ч на давление пара 14 и 24 кгс/см² для работы на твердом топливе. Эти котлы намечены к серийному выпуску.

3.1. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ БЕЛГОРОДСКОГО ЗАВОДА «ЭНЕРГОМАШ»

На рис. 3.1 изображен одиобарабанный котел с естественной циркуляцией серии БМ, выполненный по П-образной схеме.

Топочная камера объемом 147 м³ полностью экранирована трубами $\varnothing 60 \times 3$ мм, расположенными с шагом 80 мм на задней стенке и 110 мм — на фронтальной и боковых стенках. Под топочной камерой не экранирован.

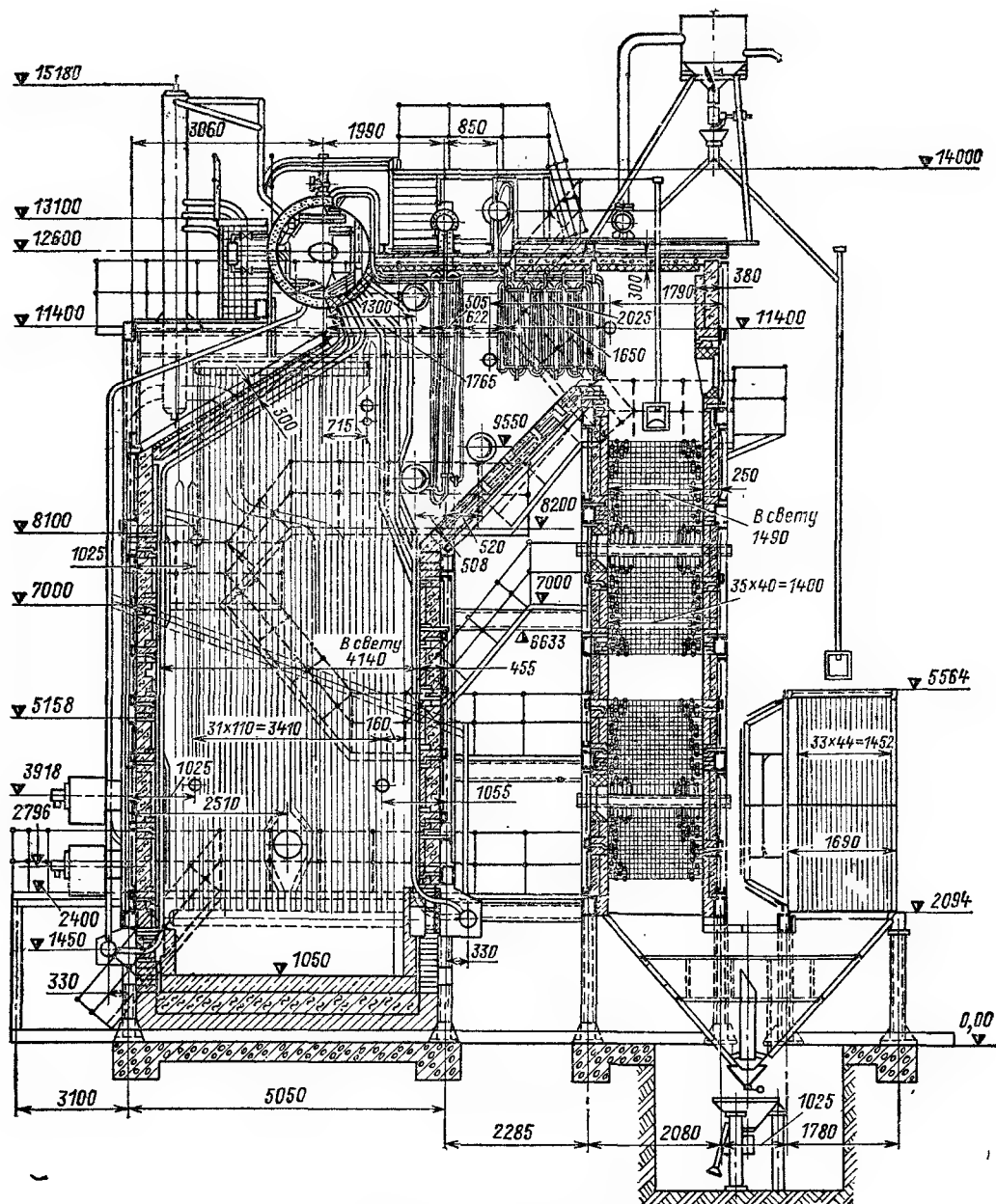


Рис. 3.1. Паровой котел 35 т/ч.

По фронтальной стенке расположены в два ряда четыре газомазутные горелки.

Схема испарения двухступенчатая, рассчитанная на питательную воду с содержанием до 250 мг/кг. Первая ступень испарения — барабан котла с внутренним диаметром 1500 мм и толщиной стенки 40 мм выполнен из стали 20К. Сепарация пара осуществляется во внутрибарабанных циклонах. Второй ступенью испарения служат выносные циклоны диаметром 377 мм.

Пароперегреватель, вертикального типа с коридорным расположением труб, установлен в горизонтальном газоходе котла и состоит из

двух частей, в рассечке между которыми включен поверхностный пароохладитель.

Первая ступень перегревателя выполнена из труб $\varnothing 38 \times 3$ (сталь 20), а вторая — из труб $\varnothing 42 \times 3,5$ мм (сталь 20). При работе с температурой перегрева 440°C к ступени добавляется выходная, первая по ходу газов петля из труб $\varnothing 42 \times 3$ мм (сталь 15ХМ).

Очистка перегревателя осуществляется стационарными паровыми обдувочными аппаратами, установленными перед первым и вторым пакетами. В конвективном газоходе расположен гладкотрубный, змеевиковый водяной экономайзер из труб $\varnothing 32 \times 3$ мм.

Трубчатый воздухоподогреватель, выполненный из труб $\varnothing 40 \times 1,6$ мм, устанавливается за котлом как третий газоход.

Котел оборудуется устройством для дробевой очистки поверхностей нагрева водяного экономайзера и воздухоподогревателя.

При работе котла на давлениях 14 и 23 кгс/см² размеры пароперегревателя должны быть уменьшены против основной модификации, рассчитанной на параметры 40 кгс/см², 440 °С.

Обмуровка котла облегченная, закрепленная на каркасе, со стальной обшивкой.

Котел имеет габаритные размеры: верхняя отметка 15 800 мм, ширина по осям колонн 5310 мм, глубина по осям колонн 12 280 мм.

Масса металла в объеме заводской поставки составляет 159 т.

Котел паропроизводительностью 50 т/ч, работающий на газе и мазуте (рис. 3.2), поставляется транспортными блоками и предназначается для получения насыщенного пара давлением 14 кгс/см² (марка ГМ-50-14) или перегретого пара с температурой 250 °С (марка ГМ-50-14/250).

Котлы двухбарабанные, выполнены по П-образной схеме с чугунным водяным экономайзером, вынесенным в отдельный (третий) газоход.

Топочная камера объемом 133 м³ экранирована трубами $\varnothing 60 \times 3$ мм, расположенными с шагом 70 мм. Трубы фронтального и заднего экранов в нижней части образуют двухскатный наклонный пол, в верхней части топочной камеры трубы заднего экрана разведены в трехрядный фестон. Трубы боковых экранов в верхней части образуют потолок топочной камеры. Экраны разделены на восемь самостоятельных циркуляционных контуров по числу блоков топочной камеры. Газомазутные горелки расположены по две на боковых стенках топочной камеры.

Схема испарения двухступенчатая, с выносными циклонами (питательная вода с содержанием до 250 мг/л).

В верхнем барабане внутренним диаметром 1500 мм располагается чистый отсек (первая ступень испарения).

Нижний барабан $\varnothing 1000$ мм оборудован устройством для разогрева воды в период пуска котла. Между барабанами расположен вертикальный котельный пучок из труб $\varnothing 60 \times 3$ мм поверхностью нагрева 344 м². По торцам барабаны соединены двумя рядами необогреваемых опускных труб с наружным диаметром 133 мм. В центре котельного пучка, вдоль барабанов, расположен ряд обогреваемых опускных труб $\varnothing 219$ мм.

Питание всех экранов чистого отсека осуществляется из нижнего барабана. Для получения перегретого пара котел оборудуется конвективным дрейнуемым пароперегревателем горизонтального типа с шахматным рас-

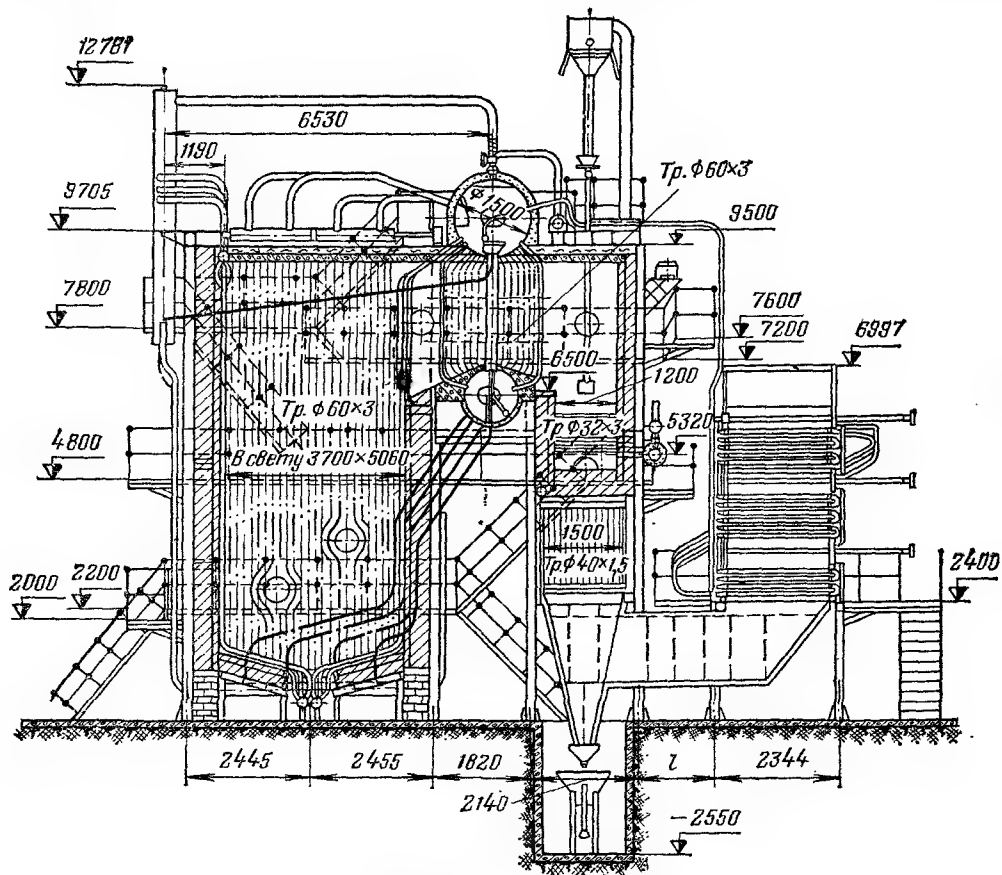


Рис. 3.2. Котел ГМ-50-14/250.

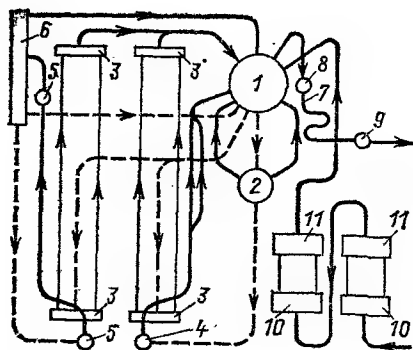


Рис. 3.3. Циркуляционная и сепарационная схема котла ГМ-50-14/250.

1 — верхний барабан; 2 — нижний барабан; 3 — коллекторы боковых экранов; 4 — нижний коллектор заднего экрана; 5 — коллекторы фронтального экрана (солевой отсека); 6 — выносные циклоны (солевой отсека); 7 — пароперегреватель; 8 и 9 — камеры насыщенного и перегретого пара; 10 и 11 — нижние и верхние пакеты водяного экономайзера.

положением змеевиков, без регулятора перегрева. Пароперегреватель расположен в конвективном газоходе и выполнен из труб $\varnothing 32 \times 3$ мм. При получении насыщенного пара вместо пароперегревателя устанавливается подсушивающая петля.

За подсушивающей петлей или пароперегревателем расположен блок трубчатого воздухоподогревателя из труб $\varnothing 40 \times 1,6$ мм.

Чугунный водяной экономайзер оборудован паровой обдувкой. Очистка пароперегревателя и воздухоподогревателя котла осуществляется дробью. Для очистки котельного пучка применяется ручная обдувка.

Обмуровка топки котлов самонесущая кирпичная. Обмуровка поворотной камеры и конвективного газохода монолитная, закрепляемая на каркасе котла.

Котлы поставляются транспортными блоками, за исключением каркаса топочной камеры, поставляемого россыпью.

Температура уходящих газов при работе на мазуте составляет 155°C , а на газе — 140°C . Габаритные размеры котла: верхняя отметка 14 536 мм; ширина по осям колонн 6320 мм; глубина по осям колонн 14 204 мм. Масса металла котла в объеме заводской поставки составляет 139 т.

На рис. 3.3 представлена циркуляционная схема котла ГМ-50-14/250.

Питательная вода после чугунного водяного экономайзера поступает в верхний барабан. Задний и боковые экраны включены непосредственно в верхний барабан, представляющий собой первую ступень испарения.

Фронтальный экран является второй ступенью испарения, включенной на два выносных циклона, питаемых котловой водой из верхнего барабана. Непрерывная продувка котла осуществляется непосредственно из выносных циклонов. Пар после циклонов поступает в пространство над дырчатым потолком барабана.

Для пылевидного сжигания твердого топлива поставляются котлы К-50-40/14.

40/14, представляющие унифицированную серию котлов производительностью 50 т/ч, разработанную на базе ранее выпускавшихся котлов разных типов той же производительности. Эти котлы могут работать с давлениями пара 40 и 14 кгс/см².

На рис. 3.4 представлен общий вид котла К-50-40/14. Котлы унифицированы по каркасам, топочным камерам, барабану, воздухоподогревателю и стальному водяному экономайзеру.

При работе с давлением 40 кгс/см² не устанавливаются верхний котельный пучок с барабаном $\varnothing 800$ мм и чугунный водяной экономайзер.

При работе с давлением 14 кгс/см² от котла можно получать насыщенный или перегретый до температуры 250°C пар.

Котлы выполняются из транспортабельных блоков.

Топочная камера объемом 238 м³ полностью экранирована трубами $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 70 мм.

Трубы фронтального и заднего экранов в нижней части образуют холодную воронку. В верхней части трубы заднего экрана разведены в четырехрядный фестон. Для работы на буром угле и торфе топочная камера котла с фронтальной стенки оборудована двумя мельничными шахтами, для работы на каменном угле — четырьмя пылеугольными горелками, расположенными по две на боковых стенах.

Схема испарения трехступенчатая, рассчитана на питательную воду с содержанием до 400 мг/кг.

В средней части барабана расположен чистый отсек, а по торцам — два солевых отсека. В третью ступень испарения включены два выносных циклона $\varnothing 377$ мм с внутренней улиткой. Верхний пакет стального экономайзера, выполненный из труб $\varnothing 28 \times 3$ мм, расположен в конвективном газоходе над воздухоподогревателем. Нижний пакет экономайзера выполняется из чугунных ребристых труб и расположен между ступенями воздухоподогревателя.

Воздухоподогреватель трубчатый, четырехходовой по воздуху, выполнен из труб $\varnothing 40 \times 1,6$ мм.

Для получения перегретого пара у котла К-50-40/14 за фестонем размещается наклонная петля пароперегревателя общей площадью 50 м², выполненная из труб $\varnothing 32 \times 3$ мм.

В поворотной камере между топкой и опускным газоходом расположен котельный пучок с поверхностью нагрева 180 м², представляющий собой самостоятельный циркуляционный контур (барабан $\varnothing 800 \times 20$ мм и наклонные секции из труб $\varnothing 60 \times 3$).

Обмуровка котлов монолитная, облегченная, закрепляется на каркасе котла. Толщина обмуровки за экранами 215 мм, а в местах, не закрытых трубами, — 315 мм. Габаритные размеры котла: ширина по осям 6330 мм; глубина по осям колонн 8890 мм; верхняя отметка 20 475 мм. Масса металла котла в объеме заводской поставки составляет 220 т.

На рис. 3.5 изображена циркуляционная и сепарационная схема котла К-50-40/14.

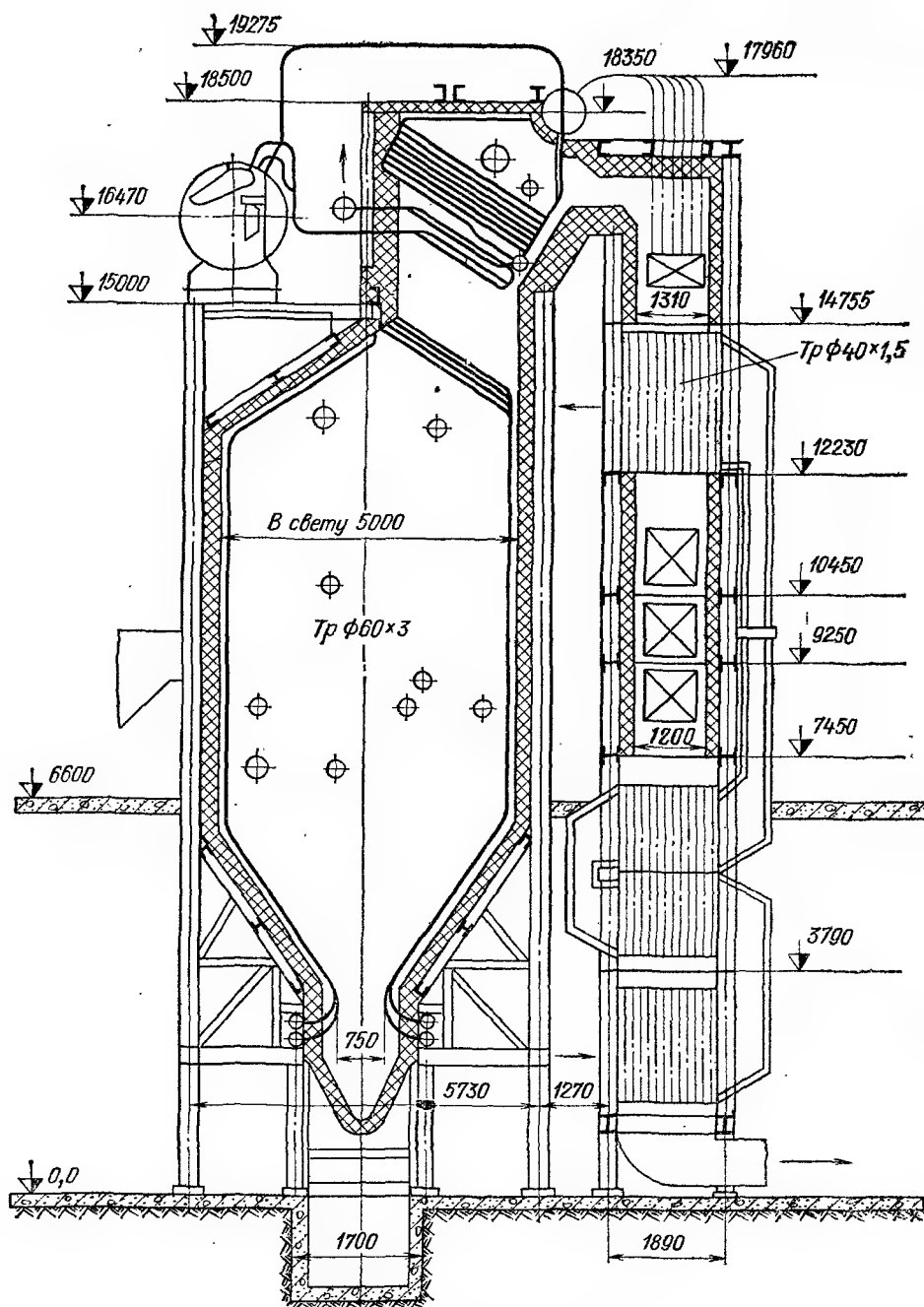


Рис. 3.4. Котел типа К-50-40/14.

Питательная вода после водяного экономайзера поступает в барабан конвективного пучка, из которого вместе с пароводяной смесью поступает в основной сепарационный барабан котла. Фронтальной и задней экраны, а также задние панели боковых экранов включены в чистый отсек барабана.

Во вторую (внутрибарабанную) ступень испарения включены передние панели бо-

вых экранов. Средние панели боковых экранов включены на выносные циклоны.

Пар после циклонов поступает в пространство над пароприемным потолком основного барабана.

Весь пар проходит небольшую петлю пароперегревателя и поступает в выходной коллектор котла.

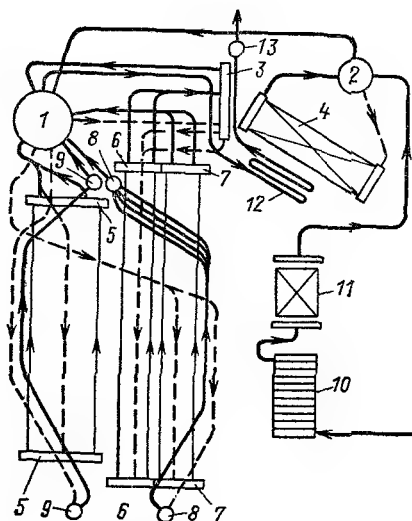


Рис. 3.5. Циркуляционная и сепарационная схема котла К-50-40/14.

1 — основной барабан; 2 — барабан конвективного пучка; 3 — выносной циклон (третья ступень испарения); 4 — конвективный пучок; 5 — передняя панель боковых экранов (вторая ступень); 6 — средняя панель боковых экранов (третья ступень); 7 — задняя панель боковых экранов (первая ступень); 8, 9 — коллекторы заднего и фронтального экранов (первая ступень); 10 и 11 — нижняя и верхняя части водяного экономайзера; 12 — петля пароперегревателя; 13 — выходная камера пароперегревателя.

3.2. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ БИНСКОГО КОТЕЛЬНОГО ЗАВОДА

Газомазутные котлы

Газомазутные котлы типа ДЕ, разработанные А. А. Дорожковым и сотрудниками НПО ЦКТИ, паропроизводительностью 4; 6,5; 10; 16 и 25 т/ч изготавливаются БикЗ для работы с давлением 14 и 24 кгс/см². Они предназначены для выработки насыщенного или слабоперегретого пара, идущего на технологические нужды промышленных предприятий.

На рис. 3.6 представлен общий вид котла ДЕ-25ГМ (25 т/ч, газомазутный). Топочная камера размещается сбоку от конвективного пучка, образованного вертикальными трубами, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах. Основные конструктивные размеры котлов указаны на рис. 3.6 и в табл. 3.1.

Для всех типоразмеров котлов диаметр верхнего и нижнего барабанов 1000 мм. Расстояние между барабанами, равное 2750 мм, определяется условиями транспортировки блока по железной дороге.

Ширина топочной камеры всех котлов по осам экранных труб 1790 мм, средняя высо-

Таблица 3.1. Конструктивные размеры котлов ДЕ-14ГМ

Марка котла	Конструктивные размеры, мм				
	А	Б	В	Г	Д
ДЕ-4-14ГМ	2240	1650	440	1540	390
ДЕ-6,5-14ГМ	3000	2420	440	2145	555
ДЕ-10-14ГМ	4500	3850	550	3410	720
ДЕ-16-14ГМ	5420	6000	550	5555	900
ДЕ-25-14ГМ	6960	7500	550	7080	920

та топочной камеры 2400 мм. От конвективного пучка топочная камера отделена газоплотной перегородкой из труб $\varnothing 51 \times 2,5$ мм, поставленных с шагом 55 мм и сваренных между собой. Концы труб обсажены до диаметра 38 мм.

В задней части перегородки имеется окно для входа газов в конвективный пучок. Перегородка у барабанов в месте обсадки труб уплотняется установкой чугунных гребенок, примыкающих к трубам и барабану. Трубы $\varnothing 51 \times 2,5$ мм правого бокового экрана, покрывающего также под и потолок топочной камеры, установлены с шагом 55 мм и вводятся непосредственно в верхний и нижний барабаны и соединяются с ним на вальцовке. Трубы заднего экрана $\varnothing 51 \times 2,5$ мм не имеют обсадных концов и крепятся сваркой к верхнему и нижнему коллекторам $\varnothing 159 \times 6$ мм, соединенным необогреваемой рециркуляционной трубой $\varnothing 76 \times 3,5$ мм. Коллекторы привариваются к верхнему и нижнему барабанам.

Фронтальный экран котлов производительностью от 4 до 10 т/ч имеет аналогичную конструкцию и отличается от заднего лишь отсутствием части труб, что позволяет разместить на фронтальной стене амбразуры горелки и лаза, совмещенного со взрывным клапаном.

Фронтальный экран котлов производительностью 16 и 25 т/ч образован четырьмя трубами, замкнутыми непосредственно в верхний и нижний барабаны. Под топку закрыт слоем огнеупорного кирпича. Конвективный пучок образован коридорно-расположенными вертикальными трубами $\varnothing 51 \times 2,5$ мм, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах. Шаг труб вдоль барабана 90 мм, поперечный — 110 мм (за исключением среднего, составляющего 120 мм). Применение барабанов тех же диаметров и с тем же расстоянием между ними, что у котлов ДКВР, позволяет использовать для конвективных пучков котлов ДЕ те же фазоны труб, что и для котлов ДКВР.

Котлы 4; 6,5 и 10 т/ч имеют в конвективных пучках продольные перегородки, что обеспечивает разворот газов в пучке и выход газов через заднюю стенку котла.

Котлы производительностью 16 и 25 т/ч таких перегородок не имеют. Переброс дымовых газов с фронта котлов производительностью 16 и 25 т/ч к расположенному сзади экономайзеру осуществляется газовым коробом, который размещен над топочной камерой и поставляется отдельным блоком.

Контур боковых экранов и конвективного пучка всех типоразмеров котлов (а также фронтального экрана котлов производительностью 16 и 25 т/ч) замкнуты на барабаны непосредственно, а контуры заднего экрана

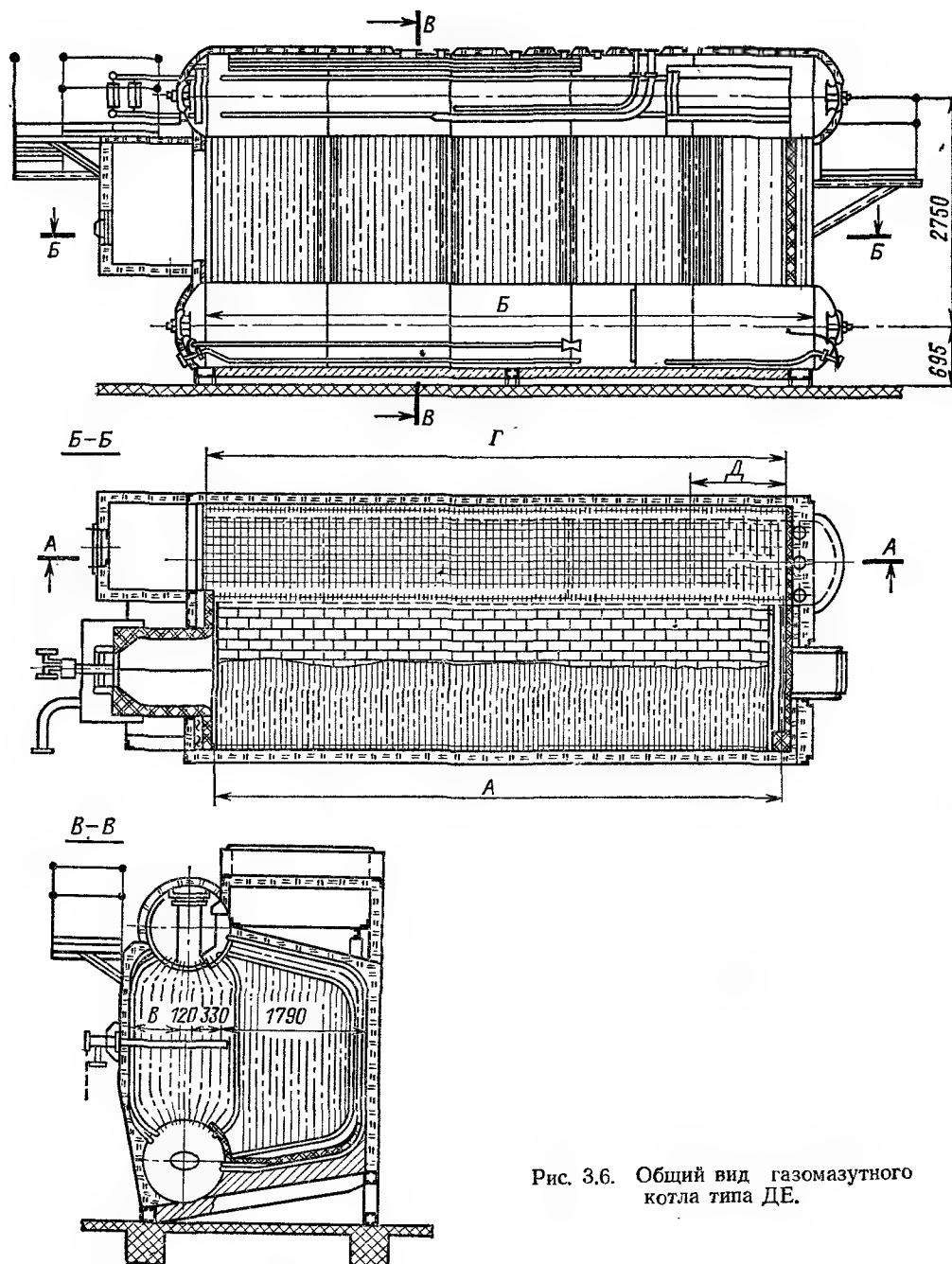


Рис. 3.6. Общий вид газомазутного котла типа ДЕ.

всех котлов и фронтального экрана котлов производительностью 4; 6,5 и 10 т/ч — через промежуточные коллекторы, причем нижний расположен горизонтально, а верхний наклонно. Концы промежуточных коллекторов каждого экрана с одной стороны подсоединены к барабанам, а с другой объединены необогреваемой рециркуляционной трубой $\varnothing 76 \times 3,5$ мм.

Котлы производительностью 4; 6,5 и 10 т/ч не имеют ступенчатого испарения. Котлы производительностью 16 и 25 т/ч имеют двухступенчатую схему испарения с внутрибарабанным солевым отсеком. Во вторую ступень испарения выделены первые по ходу газов ряды труб конвективного пучка.

Опускная система контура солевого отсека состоит из необогреваемых труб $\varnothing 159 \times 4,5$ мм (две трубы у котла 16 т/ч и три трубы у котла 25 т/ч).

Опускная система первой ступени испарения состоит из последних по ходу газов рядов труб конвективного пучка.

В качестве сепарационных устройств первой ступени испарения используются установленные в верхнем барабане щитки и козырьки, направляющие пароводяную смесь из экранов труб на уровень воды. Для выравнивания скоростей пара по всей длине барабана котлы всех производительностей снабжаются верхним дырчатым пароприем-

Таблица 3.2. Характеристики газомазутных котлов типа Е (ДЕ)

Наименование	Марка котла				
	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ-16-14ГМ	ДЕ-25-14ГМ
Паропроизводительность, т/ч	4,14	6,73	10,35	16,56	26,88
Давление, кгс/см ²			14		
Температура пара, °С: насыщенного слабоперегретого	225	225	194 225	225	225
Площадь поверхностей нагрева, м ² :					
радиационной	22,0	28,0	39,0	49,2	64,0
конвективной	48,0	67,0	116,0	155,0	230,0
КПД (при сжигании мазута), %	88,19	88,73	89,76	88,24	91,1
Тип топочного устройства	Горелки ГМ-2,5	Горелки ГМ-4,5	Горелки ГМ-7	Горелки ГМ-10	Горелки ГМП-16
Габаритные размеры (с площадками и лестницами), м: длина × ширина	4,28 × 4,3	5,05 × 4,3	7,44 × 5,13	9,26 × 4,67	11,55 × 4,63
Высота (от пола до оси верхнего барабана)	5,05	5,05	4,4	4,72	4,72
Масса металла в объеме заводской поставки, т	9,44	10,5	13,1	20,2	23,3

ным потолком. На всех котлах, кроме котла 4 т/ч, перед пароприемным потолком устанавливается горизонтальный жалюзийный сепаратор.

Сепарационными устройствами второй ступени испарения являются продольные щиты, направляющие движение пароводяной смеси в торец барабана, а затем вдоль барабана к поперечной перегородке, разделяющей отсеки. Отсеки ступенчатого испарения сообщаются между собой по пару через окно над поперечной перегородкой, а по воде — через сопло, расположенное в нижней части водяного объема барабана.

Заводская поставка котлов осуществляется блоком, включающим верхний и нижний барабаны с внутрибарабанными устройствами, трубную систему экранов и конвективного пучка, опорную раму и обвязочный каркас.

Обмуровка боковых стен котла выполнена натрубной толщиной 25 мм и состоит из шамотобетона по сетке и изоляционных плит общей толщиной 100 мм с креплением их также на трубах котла.

Обмуровка фронтальной и задней стен изготовлена по типу облегченной обмуровки котлов ДКВР и для котлов производительностью 4; 6,5 и 10 т/ч состоит из шамотобетона толщиной 65 мм и изоляционных плит общей толщиной 100 мм. Для котлов 16,0 и 25,0 т/ч обмуровка фронтальной стены выполнена из слоя шамотобетона толщиной 100 мм и нескольких слоев изоляционных плит толщиной 200 мм. Общая толщина обмуровки фронтальной стены 300 мм. Обмуровка задней стены состоит из слоя шамотобетона толщиной 65 мм и нескольких слоев изоляционных плит толщиной 200 мм, т. е. общая толщина обмуровки составляет 265 мм.

Для уменьшения присосов в газовый тракт котла снаружи натрубная обмуровка покрывается металлической листовой обшивкой, которая приварена к обвязочному каркасу.

В качестве хвостовых поверхностей нагрева применяются стандартные чугунные экономайзеры.

Техническая характеристика котлов приведена в табл. 3.2. Следует отметить, что в табл. 3.2 указана масса металла для котлов ДЕ при 14 кгс/см², при давлении 24 кгс/см² изменяется лишь толщина стенки барабана, за счет чего увеличивается масса металла, которая для котла ДЕ-25-24ГМ составляет 23 525 кг.

В нижнем барабане размещаются перфорированные трубы для продувки котлов. На котлах 16 и 25 т/ч эти трубы используются только для периодической продувки, на котлах 4—10 т/ч совмещаются с трубой непрерывной продувки. На котлах 16 и 25 т/ч непрерывная продувка осуществляется из солевого отсека верхнего барабана. Кроме того, в нижнем барабане расположено устройство для парового прогрева котла при растопке, а также штуцера для спуска воды.

Котлы ДЕ-4; ДЕ-6,5 и ДЕ-10 имеют по две модернизированные горелки ГМГ-1,5м, ГМГ-2м и ГМГ-4м; котлы ДЕ-16 и ДЕ-25 снабжаются горелками с предварительной газификацией типа ГМП.

Пароперегреватель котлов паропроизводительностью 4; 6,5 и 10 т/ч выполнен змеевиковым из труб $\varnothing 32 \times 3$ мм. На котлах 16 и 25 т/ч двухрядный пароперегреватель выполня-

Таблица 3.3. Предельные значения
содержания котловой воды

Показатели качества котловой воды	Котлы с од- нотупенча- тым испаре- нием		Котлы с двухступен- чатым испа- рением	
	без паропере- гревателя	с пароперегре- вателем	первая ступень испарения	вторая ступень испарения
Сухой остаток, мг/кг	3000	2000	3000	4500
Щелочность об- щая, мг-экв/кг	Соответствует норма- тивному сухому остатку, но не выше			
Фосфаты, мг/кг	25 7-10	30 7-10	— 7-10	30 50

ется из труб $\varnothing 51 \times 2,5$ мм. Котлы
оборудованы стационарными обдувоч-
ными аппаратами, расположенными со
стороны конвективного пучка. Враще-
ние обдувочной трубы производится
вручную при помощи шкива и цепи.

Котлы типа ДЕ, обладая рядом пре-
имуществ, одним из которых является
их повышенная заводская готовность,
имеют также недостаток, заключаю-
щийся в недостаточной приспособлен-
ности их к обычным условиям водного
режима из-за отсутствия эффективных
схем ступенчатого испарения.

По инструкции завода сухой оста-
ток в питательной воде может состав-
лять от 100 до 300 мг/кг. Качество
котловой (продувочной) воды норми-
руется по общему содержанию
(сухому остатку), без учета абсолют-
ной щелочности. Предельные значения
содержания котловой воды по
данным завода-изготовителя указаны
в табл. 3.3 [18].

При установке для каждого котла
типа ДЕ отдельного дымососа и дутье-
вого вентилятора характеристики по-
следних могут выбираться на основа-
нии сводных данных аэродинамиче-
ских расчетов этих котлов, приведен-
ных в табл. 3.4.

Таблица 3.4. Сводные данные аэродинамических расчетов котлов ДЕ-14ГМ

Наименование	Марка котла				
	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ-16-14ГМ	ДЕ-25-14ГМ
Сопротивление котельного пуч- ка $h_{кп}$, кгс/м ²	19,1	55,5	122	91,68	153,3
Сопротивление газохода от ко- тельного пучка до экономай- зера h_z , кгс/м ²	5	8	10	27,2	45,98
Сопротивление экономайзера $h_{эк}$, кгс/м ²	20,4	22,8	18,0	27,2	19
Сопротивление газохода за экономайзером h , кгс/м ²	3	4	5	12	15
Суммарные сопротивления га- зоходов котлоагрегата $\Sigma \Delta h$, кгс/м ²	49,5	92,3	157	170,08	275,33
Расчетная производительность Q_p , м ³ /ч	6998	11 256	16 345	27 067	40 419
Приведенное полное давление дымососа $H_p^{пр}$, кгс/м ²	58,4	108,7	177	184,57	282,6
Тип и характеристика дымосо- са	ВДН-9, n-1000 об/мин	ВДН-10, n-1000 об/мин	ВДН-10, n-1500 об/мин	ДН-11,2, n-1500 об/мин	ДН-12,5, n-1500 об/мин
Сопротивление горелок ΔH_r , кгс/м ²	84	100	110	160	171
Сопротивление воздушного тракта ΔH_v , кгс/м ²	94	114	124	173	186
Расчетная производительность вентилятора Q_p , м ³ /ч	3570	5754	8712	14 084	21 599
Приведенное полное давление вентилятора $H_p^{пр}$, кгс/м ²	104	125	136	190,3	204,6
Тип и характеристика вентиля- тора	ВДН-8, n-1000 об/мин	ВДН-9, n-1000 об/мин	ВДН-10, n-1000 об/мин	ВДН-11,2, n-1000 об/мин	ВДН-11,2, n-1500 об/мин

Таблица 3.5. Основные данные тепловых расчетов котлов ДЕ-14ГМ

Наименование	Марка котла									
	ДЕ-4-14ГМ		ДЕ-6,5-14ГМ		ДЕ-10-14ГМ		ДЕ-16-14ГМ		ДЕ-25-14ГМ	
	Мазут	Газ	Мазут	Газ	Мазут	Газ	Мазут	Газ	Мазут	Газ
КПД котла, %	88,68	90,31	89,32	90,96	98,85	92,15	90,07	91,76	91,35	92,79
Расчетный расход топлива B_p , кг/ч	286	304	461	489	698	743	1127	1194	1736	1845
Объем топочной камеры, м ³	8,01		11,20		17,14		22,5		29,0	
Лучевоспринимающая поверхность нагрева $H_{\text{л}}$, м ²	21,81		27,93		38,96		48,13		60,46	
Полная поверхность стен топки $H_{\text{СТ}}$, м ²	23,60		29,97		41,47		51,84		64,22	
Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_T	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05
Температура газов на выходе из топки ϕ'' , °C	1030	1067	1076	1107	1071	1109	1130	1185	1188	1240
Тепловая нагрузка экранов q_E , ккал/(м ² ·ч)	60,9 × 10 ³	57,2 × 10 ³	73,6 × 10 ³	69,4 × 10 ³	81,3 × 10 ³	76,3 × 10 ³	99,7 × 10 ³	90,8 × 10 ³	114,0 × 10 ³	103,9 × 10 ³
Видимое теплонапряжение топочного объема, q_V , ккал/(м ³ ·ч)	331 × 10 ³	326 × 10 ³	381 × 10 ³	376 × 10 ³	379 × 10 ³	375 × 10 ³	465 × 10 ³	458 × 10 ³	554 × 10 ³	548 × 10 ³
Расположение труб котельного пучка	Корадорное								Шахматное (1-й пучок)	Коридорное (2-й пучок)
Расчетная поверхность нагрева H_p , м ²	48,51		68,04		117,69		156,0		16,36	196,0
Сечение для прохода газов F , м ²	0,338		0,348		0,41		0,713		1,245	0,851
Средняя скорость газов w , м/с	9,5	9,0	14,8	14,0	18,0	16,9	18,2	17,2	24	21,5
Коэффициент теплопередачи K , ккал/(м ² ·°C)	39,3	48,4	49,62	61,82	56,76	68,71	55,78	69,61	95	70
Температура газов за пучками ϕ' , °C	377	325	362	310	306	264	364	310	1010	350
Тип чугунного экономайзера ВТИ	ВЭ-I-16п-2м		ВЭ-II-16п-2м		ВЭ-XII-16п-2м		ВЭ-VII-16п-2м		ВЭ-IX-20п-3,0	
Поверхность нагрева $H_{\text{ЭК}}$, м ²	94,4		141,6		236		330,4		808,2	
Средняя скорость газов w_r , м/с	8,84	8,05	9,3	8,53	8,0	7,37	9,9	9,0	7,6	7,0
Коэффициент теплопередачи K , ккал/(м ² ·°C)	14,55	18,65	15,07	19,18	13,77	17,61	15,68	19,79	13,33	17,09
Температура воды по выходе из экономайзера t_b , °C	147	142	143	139	133	130	143	138	152	145
Температура газов за экономайзером $\phi_{\text{ЭК}}$, °C	192	156	191	155	172	143	194	157	172	140

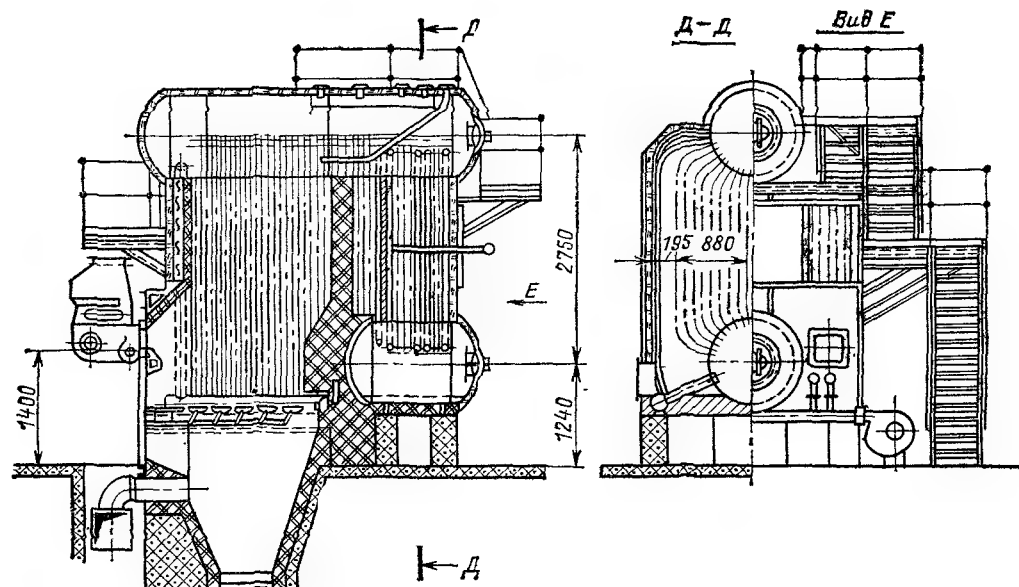


Рис. 3.7. Общий вид котла Е-2,5-14Р с пневмомеханическим забрасывателем и решеткой с поворотными колосниками.

Таблица 3.6. Техническая характеристика котлов КЕ-14С

Наименование	Марка котла				
	КЕ-2,5-14С	КЕ-4-14С	КЕ-6,5-14С	КЕ-10-14С	КЕ-25-14С
Паропроизводительность, т/ч	2,5	4,0	6,5	10,0	25
Давление, кгс/см ²	14—24				
Температура пара, °С	194—225				
Радиационная поверхность нагрева, м ²	19	20,5	24,8	30,3	92,10
Конвективная поверхность нагрева, м ²	62	94	149	214	418
КПД (при сжигании каменных углей), %	81—83	81—83	81—83	81—83	87
Тип топочного устройства	ЗП-РПК-2 1800/1525	ТЛЗМ-1870/ 2400	ТЛЗМ-1870/ 3000	ТЛЗМ-2700/ 3000	ТЧЗ-2700/ 5600
Площадь зеркала горения, м ²	2,75	3,3	4,4	6,4	13,4
Габаритные размеры (с площадками и лестницами), м:					
длина	5,1	6,4	7,7	8,5	13,6
ширина	4,5	4,5	4,5	4,5	6,0
высота	4,15	4,15	4,15	4,15	6,0
Масса металла котла, кг	5058	5654	8753	10 695	—
Масса прочего металла, кг	4759	4552	4936	5973	—
Масса в объеме заводской поставки, кг	9817	11 335	13 946	16 668	39 212

В табл. 3.5 приведена сводная таблица тепловых расчетов котлов типа ДЕ.

Котлы на твердом топливе типа Е (КЕ)

Серия паровых котлов со слоевыми топками производительностью от 2,5 до 25 т/ч разработана БИКЗ совместно с НПО ЦКТИ. Котлы типа Е (КЕ) с производительностью 2,5—6,5 т/ч и 10 т/ч имеют унифицированные верхний и нижний барабаны с внутренним диаметром 1000 мм и расстоянием между ними 2750 мм, а также боковые экраны и конвективный пучок (рис. 3.7 и 3.8).

Боковые стены топочной камеры экранированы, фронтальная и задняя стены выполнены из огнеупорного кирпича (без экранов). Ширина топочной камеры котлов 2,5; 4,0 и 6,5 т/ч по осям экранных труб составляет 2270 мм, ширина топочной камеры котла 10 т/ч — 2874 мм. Глубина топочной камеры этой серии котлов изменяется от 1690 до 2105 мм.

С правой стороны задней стенки топочной камеры котлов имеется окно, через которое продукты сгорания поступают в камеру догорания и далее в конвективный пучок.

Под камеры догорания наклонен таким образом, чтобы основная масса падающих в камеру кусков топлива скатывалась на решетку. Трубы конвективного пучка, развальцованные в верхнем и нижнем барабанах, установлены с шагом вдоль барабана 90 мм и поперечным шагом 110 мм (за исключением среднего, равного 120 мм, и боковых пазух, ширина которых 195—387 мм).

В конвективном пучке разворот газов осу-

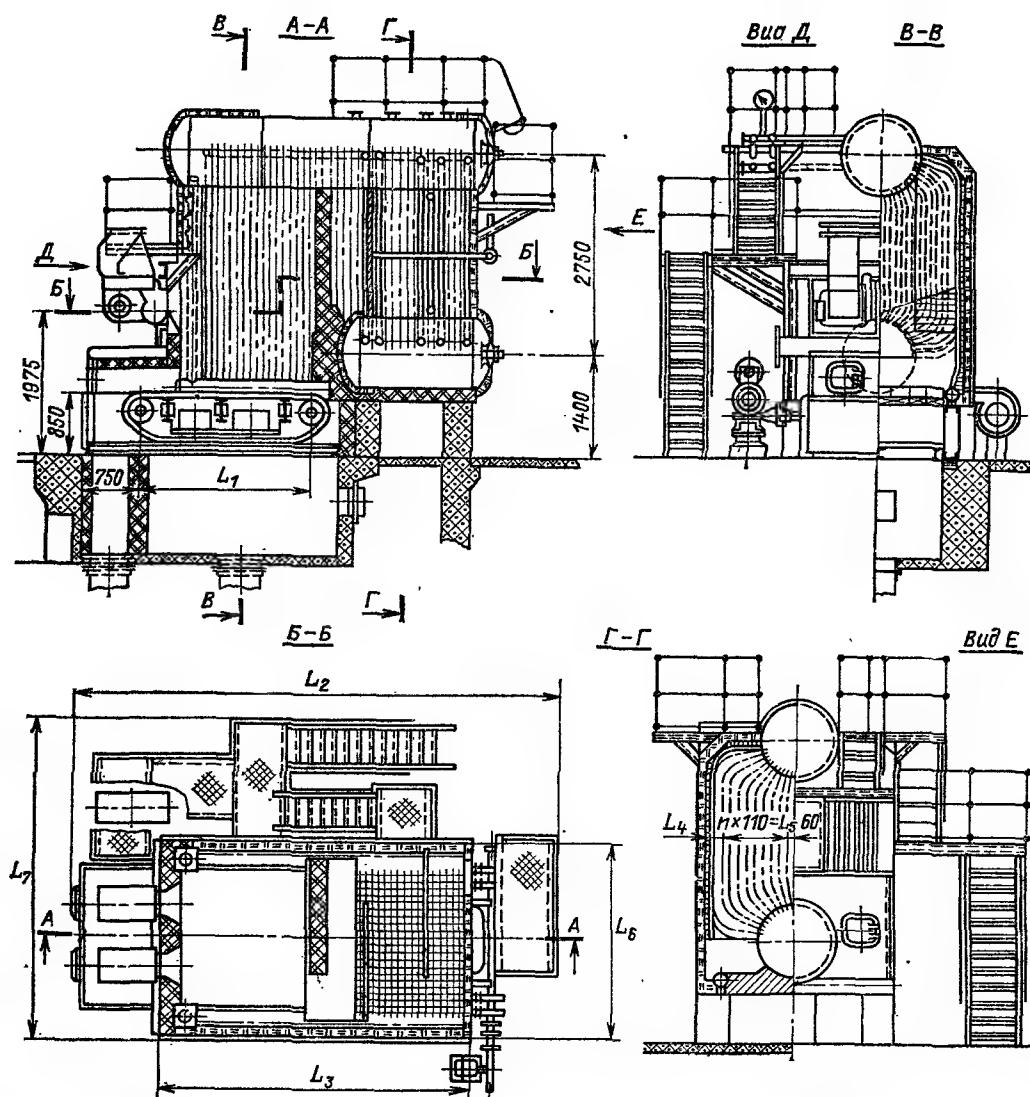


Рис. 3.8. Общий вид котлов Е-4, Е-6,5 и Е-10 с цепными решетками обратного хода.

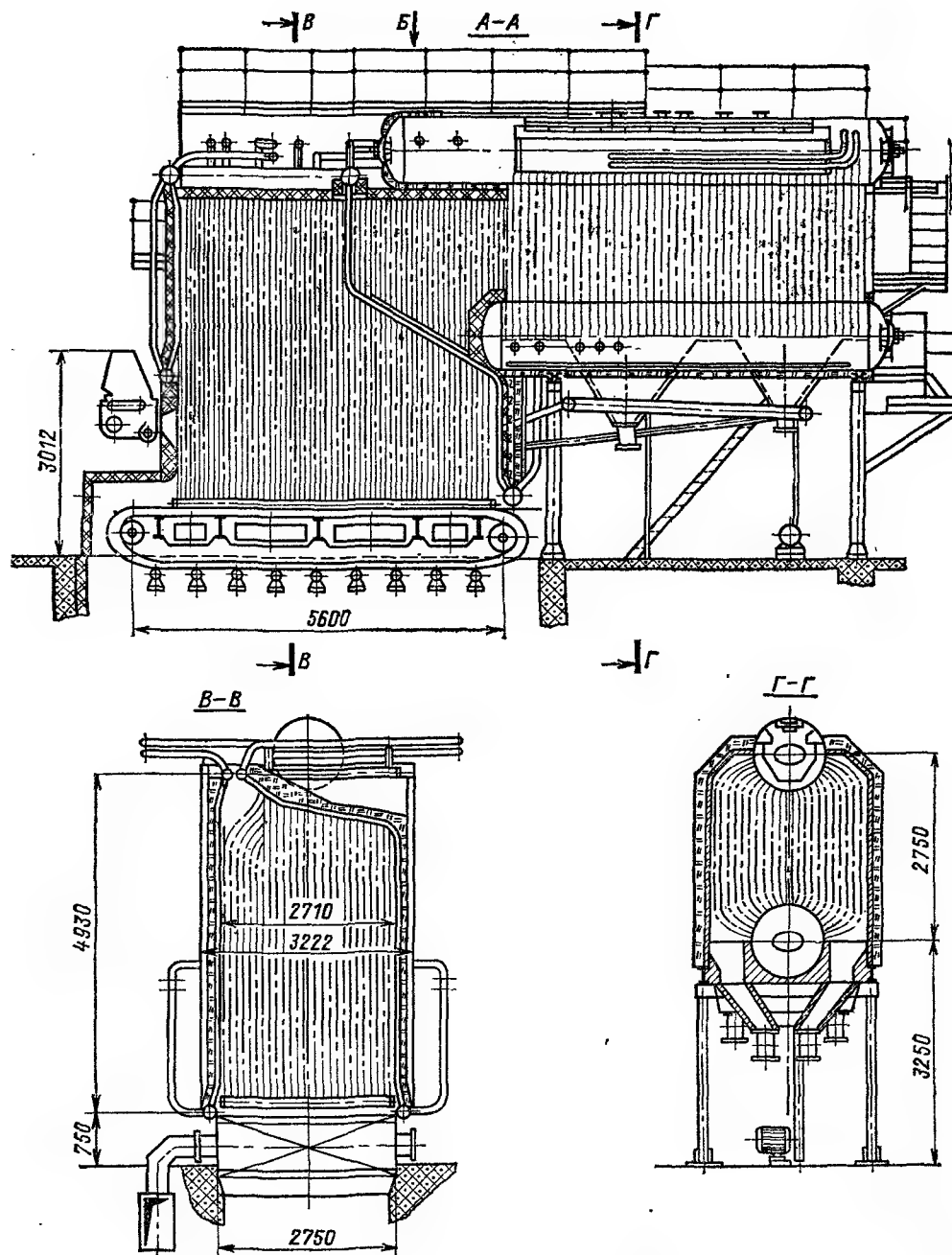


Рис. 3.9. Паровой котел Е-25-14Р.

ществляется в горизонтальной плоскости при помощи шамотной и чугунной перегородок.

Боковые экраны в области топочной камеры и ограждающих стен в конвективном пучке выполнены из труб $\varnothing 51 \times 2,5$ мм с шагом 58 мм.

Боковые экраны и крайние боковые ряды труб конвективного пучка имеют общий нижний коллектор.

Техническая характеристика этой серии котлов (включая котел 25 т/ч по рис. 3.9) приведена в табл. 3.6, ос-

новные конструктивные размеры — в табл. 3.7.

В котлах применены схемы одноступенчатого испарения. Питательная вода из экономайзера подается в верхний барабан под уровень воды по перфорированной трубе. В нижний барабан котловая вода опускается по задним трубам конвективного пучка. Передние трубы конвективного пучка являются испарительными.

Из нижнего барабана вода по перепускным трубам поступает в камеры левого и пра-

Таблица 3.7. Основные конструктивные размеры котлов КЕ-14С

Размер, мм	Марка котла			
	КЕ-2,5-14С	КЕ-4-14С	КЕ-6,5-14С	КЕ-10-14С
L_1	2400	2400	3000	3000
L_2	5700	6900	7940	8350
L_3	—	4345	5550	6335
L_4	195	195	195	387
L_5	880	880	880	990
L_6	2580	2580	2580	3185
L_7	4170	4170	4170	6668

вого экранов. Кроме того, котловая вода из верхнего барабана по опускающим стоякам, расположенным на фронте котла, поступает в нижние коллекторы боковых экранов. Пароводяная смесь выходит из испарительных труб в верхний барабан, где происходит барботаж пара через слой воды. Пар, отсепарированный в паровом пространстве барабана, проходит через пароприемный дырчатый потолок, установленный на расстоянии 50 мм от верхней обшивки барабана, и направляется в паропровод.

Боковые стены котлов закрыты натрубной обмуровкой, состоящей из слоя шамотобетона толщиной 25 мм по сетке и нескольких слоев изоляционных плит толщиной около 100 мм. Натрубная обмуровка покрывается снаружи металлической обшивкой толщиной 2 мм, привариваемой к каркасу. Котлы (без решетки и экономайзера) поставляются одним транспортным блоком.

Котлы оборудуются системой возврата уноса и острым дутьем. Унос, оседающий в четырех зольниках котла, возвращается в топку при помощи эжекторов и вводится в топочную камеру на высоте 400 мм от решетки.

Смесительные трубы возврата уноса выполнены прямыми, без поворотов, что обеспечивает надежную работу систем.

Воздух острого дутья вводится в топку через заднюю стенку в зависимости от паропроизводительности котла пятью-двенадцатью соплами диаметром 20 мм. Сопла установлены на высоте 500 мм от уровня колосникового полотна.

Воздух в систему возврата уноса и острого дутья подается от высоконапорного вентилятора производительностью 1000 м³/ч и полным напором 380 мм вод. ст.

Котел 2,5 т/ч комплектуется топкой с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками.

Котлы 4; 6,5 и 10 т/ч для сжигания каменных и бурых углей снабжаются пневмомеханическими забрасывателями и ленточной цепной решеткой обратного хода. Рама решетки служит опорой коллекторов боковых экранов котла.

Котел Е-25-14Р (рис. 3.9) предназ-

начен для сжигания каменных и бурых углей. Топочная камера шириной 2730 мм полностью экранирована трубами $\varnothing 51 \times 2,5$ мм. Трубы всех экранов приварены к нижним и верхним коллекторам $\varnothing 219 \times 8$ мм.

Топочная камера по глубине разделена на два объемных блока. Каждый боковой экран переднего и заднего топочных блоков представляет собой самостоятельный циркуляционный контур. Верхние камеры боковых экранов расположены асимметрично относительно оси котла. Шаг труб боковых экранов 55 мм, фронтального и заднего экранов 75 мм. Трубы заднего экрана выделяют из топочного объема камеру догорания. На наклонном участке труб уложен слой огнеупорного кирпича толщиной 65 мм. Объем топочной камеры 61,67 м³.

Для улучшения циркуляционных характеристик фронтального экрана устанавливаются три рециркуляционные трубы $\varnothing 89 \times 4$ мм. Полная лучевоспринимающая поверхность нагрева 92,10 м².

Третьим поставочным блоком котла является блок конвективного пучка с двумя барабанами внутренним диаметром 1000 мм. Длина верхнего барабана 7000 мм, нижнего — 5500 мм. Толщина стенки барабанов 13 мм. Ширина конвективного пучка по осям крайних труб 2320 мм. Пучок набирается из тех же фасонов труб, что и пучки котлов ДКВР. Поперечный шаг труб в пучке составляет 110 мм, продольный — 95 мм. Поверхность нагрева конвективного пучка 417,8 м².

Первые три ряда труб на входе в пучок имеют шахматное расположение с поперечным шагом 220 мм.

В случае необходимости получения перегретого пара за пятью первыми рядами труб пучка вместо испарительных труб устанавливается пароперегреватель из труб $\varnothing 32 \times 3$ мм с камерами $\varnothing 159 \times 6$ мм. Средний поперечный шаг труб пароперегревателя 70 мм, а средний продольный шаг 75 мм. Сепарационное устройство располагается в верхнем барабане и состоит из отбойных щитов и козырьков, осушающих пар.

Окончательная очистка пара от влаги осуществляется в горизонтальном жалюзийном сепараторе, расположенном на расстоянии около 300 мм от среднего уровня воды в барабане. Над жалюзийным сепаратором установлен пароприемник в виде дырчатого щита с отверстиями $\varnothing 8$ мм.

Хвостовые поверхности состоят из одноходового по воздуху воздухоподогревателя поверхностью нагрева 228 м², обеспечивающего подогрев воздуха примерно до 145 °С. За воздухоподогревателем установлен чугунный водяной экономайзер поверхностью нагрева 646 м².

Под котлом устанавливается механическая топка ТЧЗ-2,7/5,6, состоящая из чешуйчатой цепной решетки обратного хода шириной 2,7 м с расстоянием между валами 5,6 м. Решетка снабжается двумя пневмомеханическими забрасывателями с пластинчатым питателем. Активная площадь зеркала горения равна 13,4 м².

Решетка имеет привод с восемью ступенями регулирования скорости движения полотна в пределах 2,8—17,6 м/ч.

Дутьевой короб под решеткой разделен на четыре воздушные зоны, подача воздуха в которые регулируется поворотными заслонками на воздуховодах.

Выпадающий в конвективном пучке унос оседает в четырех зольниках и возвращается в топочную камеру для дожигания при помощи воздушных эжекторов по прямым трубам $\varnothing 76$ мм через заднюю стенку.

Восемь сопел острого дутья $\varnothing 29$ мм расположены на задней стенке топки на высоте 1400 мм от решетки.

Воздух в систему острого дутья и возврата уноса подается от высоконапорного вентилятора производительностью 2000 м³/ч с полным напором 380 мм вод. ст.

Для очистки дымовых газов от золы все котлы со слоевым сжиганием твердого топлива должны снабжаться батарейными циклонными золоулавливателями.

3.3. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ ТАГАНРОГСКОГО ЗАВОДА «КРАСНЫЙ КОТЕЛЬЩИК»

Проект серии котлов производительностью 100 и 160 т/ч на давление 14 и 24 кгс/см² с температурой перегрева пара 250 °С, предназначенных для установки в крупных пиково-резервных котельных ТЭЦ, а также в крупных производственных котельных разработан ТКЗ совместно с НПО ЦКТИ.

Компоновка поверхностей нагрева котлов П-образная, как это видно из рис. 3.10, на котором изображен котел производительностью 160 т/ч. Котлы запроектированы для работы на каменных углях Кузнецкого и Экибастузского месторождений, а также на канско-ачинских бурых углях, т. е. котлы унифицированы по топливу, и их элементы — топка, перегреватель пара, водяной экономайзер и воздухоподогреватель — состоят из однотипных элементов, узлов и блоков.

Для унификации котлов топочная камера принята постоянной глубины 7,5 м, а ширина зависит от производительности котла и составляет при 100 т/ч—6,2 м, при 160 т/ч—9,2 м (4 или 6 одинаковых блоков).

Горелки расположены встречно по две на боковых стенах топочной камеры. Теплопроизводительность каждой горелки меняется в зависимости от производительности котла. В зависимости от вида топлива устанавливаются плоскофакельные или вихревые горелки. Шлак из холодной воронки топки удаляется в гранулированном состоянии с помощью шнека с дробилкой.

Топочная камера экранирована трубами $\varnothing 60 \times 4$ мм с шагом 80 мм из стали 20, которые собраны в газоплотные панели шириной 1,44 м на фронтальной и задней стенах топочной камеры и 2,4 м на боковых. Первые от фронта котла панели боковых экранов являются второй ступенью испарения и включены в два выносных циклона; остальные панели экранов топочной камеры составляют первую ступень испарения и включены в барабан с внутренним диаметром 1500 мм, толщиной стенки 28 мм и длиной для котла 160 т/ч 12 000 мм и 100 т/ч — 9000 мм.

К экранам первой ступени испарения вода подводится двумя опускными трубами $\varnothing 377 \times 10$ мм, от которых к каждой панели экранов идут две трубы $\varnothing 133 \times 4$ мм. Отвод пароводяной смеси в барабан котла производится по трубам такого же размера.

Потолок топочной камеры закрыт газоплотными панелями радиационного пароперегревателя из труб $\varnothing 32 \times 4$ мм (сталь 20). Этот перегреватель разделен на секции, к каждой из которых независимо подведен пар из барабана котла. Пройдя трубы этой части перегревателя, пар поступает в конвективный перегреватель с вертикально расположенными трубами $\varnothing 42 \times 3,5$ мм с шагом $S_1 = 184$ и $S_2 = 105$ мм и собирается в коллекторах, из которых отводится в общий сборный коллектор и далее в отводящий паропровод с главной запорной задвижкой. Для получения на выходе из котла температуры перегретого пара в 250 °С после конвективного перегревателя включены поверхностные пароохладители, снимающие излишний перегрев за счет охлаждения питательной водой (перед водяным экономайзером).

На выходе из призматической топочной камеры установлены испарительные ширмы, имеющие высоту порядка 10 м и шаг по ширине топки 560 и 640 мм. Ширмы выполнены из труб $\varnothing 32 \times 4$ мм и включены нижними концами в вертикальные коллекторы, объединенные горизонтальным коллектором, к которому подведена вода из барабана. Верхние концы труб ширм соединены с горизонтальными коллекторами, из которых пароводяная смесь отводится в барабан.

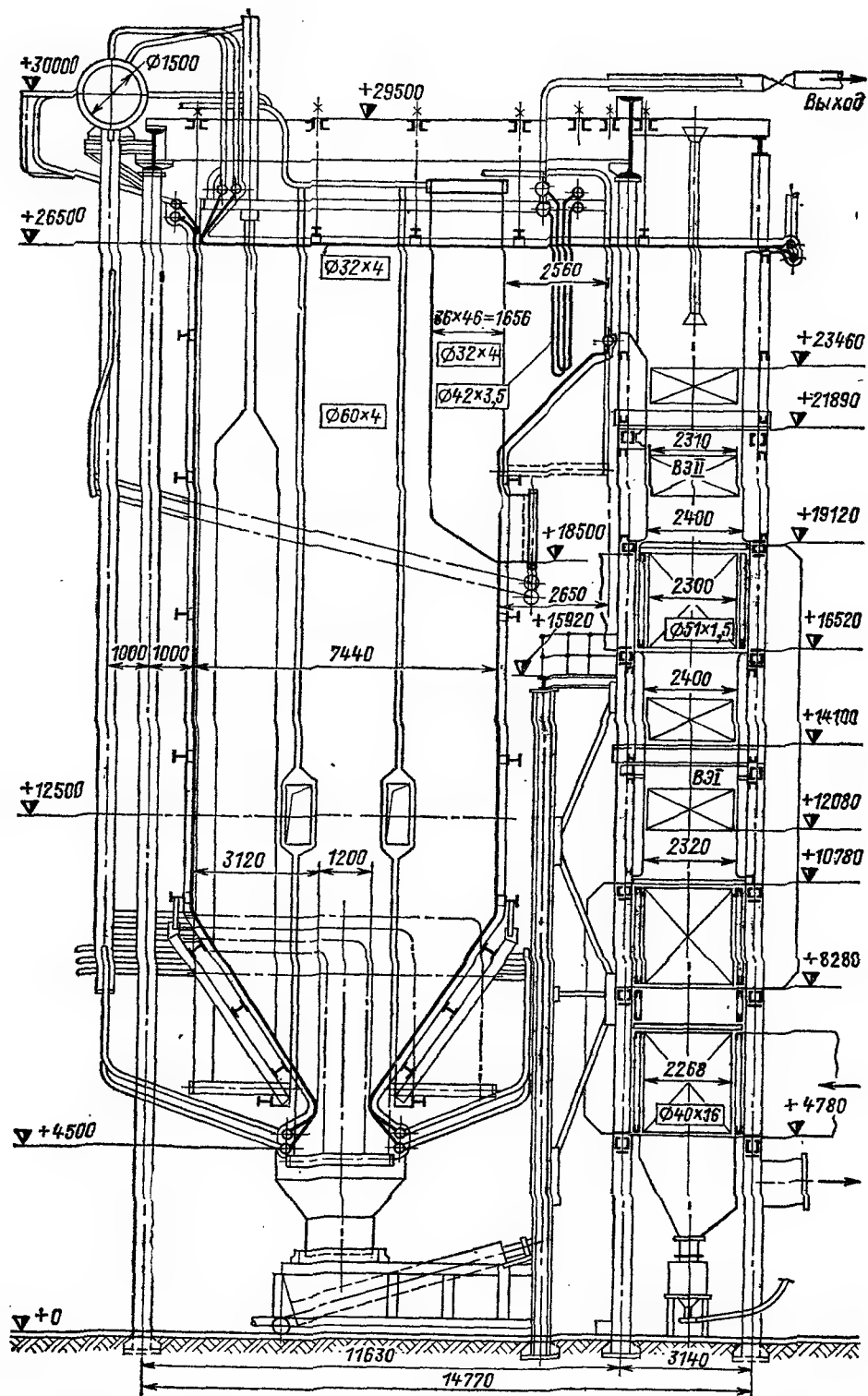


Рис. 3.10. Общий вид паровых котлов паропроизводительностью 100 и 160 т/ч.

Панели заднего экрана защищают наклонный скат под пароперегревателем. Отводящие трубы $\varnothing 133 \times 6$ мм с шагом 1520 мм образуют за перегревателем однорядный фестон. Дымовые газы, пройдя фестон и поворотную камеру объемом около 90 м³, потолок которой защищен панелями радиационного перегревателя, попадают в конвективный газоход с помещенными в нем двумя ступенями стального водяного экономайзера (каждая из двух пакетов) и двумя ступенями воздухоподогревателя. Пакеты экономайзера имеют шахматное расположение труб $\varnothing 32 \times 3$ мм с шагами $S_1 = 110$, $S_2 = 60$ мм. На многозольном топливе типа экибастузского угля S_1 принят 180 мм для снижения скорости газов. Между пакетами водяного экономайзера высотой в 1000 мм имеются разрывы в 1100 мм для возможности ремонта. Воздухоподогреватель выполнен из трех кубов. Верхний куб (вторая ступень) выполнен из труб $\varnothing 51 \times 1,5$ мм, два нижних из труб $\varnothing 40 \times 1,6$ мм. Высота каждого куба 2,5 м. Поверхности нагрева конвективной шахты опираются на свой каркас. Экраны топки, ширмы и пароперегреватель имеют второй каркас, к которому они подвешены. Барабан опирается на каркас топки.

Таблица 3.8. Техническая характеристика котлов низкого давления ТКЗ и НПО ЦКТИ

Наименование	Производительность котла, т/ч	
	100	160
Объем топочной камеры, м ³	650	1150
Количество горелок, шт.	4	4
Теплонапряжение объема топки, ккал/(м ³ ·ч)	88,0·10 ³	81,0·10 ³
Расход топлива, кг/ч	10 800	17 500
Температура уходящих газов, °С	117	123
Температура горячего воздуха, °С	333	355
КПД котла brutto, %	93,9	93,6
Габариты котла по осям, м: ширина × глубина	8,36 × 14,77	11,4 × 14,77
Высота оси барабана, м	30	30
Высота по верхней отметке, м	33	33

Данные о тепловых и других характеристиках котлов 100 и 160 т/ч приведены в табл. 3.8.

Очистку экранных поверхностей нагрева намечено осуществлять выдвижными аппаратами ОМ-35, до освоения этих аппаратов — обмывкой водой, если это допустимо по составу шлака. Пароперегреватель очищается паром с помощью глубоководных аппаратов ОГ. Конвективные поверхности водяного экономайзера и воздухоподогревателя очищаются с помощью дробевой очистки.

Котел Е-1/9-1М паропроизводительностью 1 т/ч на давление 8 кгс/см² предназначен для работы на мазуте; для работы на твердом топливе применяется котел Е-1/9-1Т, под которым устанавливается ручная колосниковая решетка с загрузкой угля с фронта котла. На рис. 3.11 изображен котел Е-1/9-1М, оборудованный мазутной горелкой с ротационной форсункой.

Котел вертикально-водотрубный, двухбарабанный с естественной циркуляцией, состоит из верхнего и нижнего барабанов, размещенных на одной вертикальной оси и соединенных между собой пучком труб, образующих конвективную поверхность нагрева.

Боковые стены топочной камеры закрыты трубами экранов с нижними и верхними коллекторами, сваренными сбоку в барабаны. Потолочный экран состоит из наклонных труб, сваренных непосредственно в верхний барабан котла; нижний коллектор этого экрана расположен на фронтальной стене и соединяется трубами с нижними коллекторами боковых экранов.

Трубы конвективного пучка разделены двумя вертикальными перегородками из жаростойкой стали, которые меняют направление потока газов и увеличивают их скорость движения, что улучшает условия теплообмена в конвективном пучке. Вся трубная система котла собрана на одной раме. Обмуровка боковых, задней и фронтальной стенок котла выполнена трехслойной, потолочного экрана — из четырех слоев, причем в первом слое применяется огнеупорный кирпич, все остальные слои состоят из изоляционных плит.

Под топку для сжигания мазута состоит из двух слоев: нижний слой из диатомового кирпича, верхний слой из огнеупорного.

Для крепления обмуровки и изоляции, а также для крепления листов металлической обшивки на котле устанавливается сварной каркас.

В табл. 3.9 приведена техническая характеристика котла Е-1/9-1М. Котел поставляется в комплекте с системой питания, включая питательный насос, дымососом, горелочным устройством, с ротационной форсункой и пр.

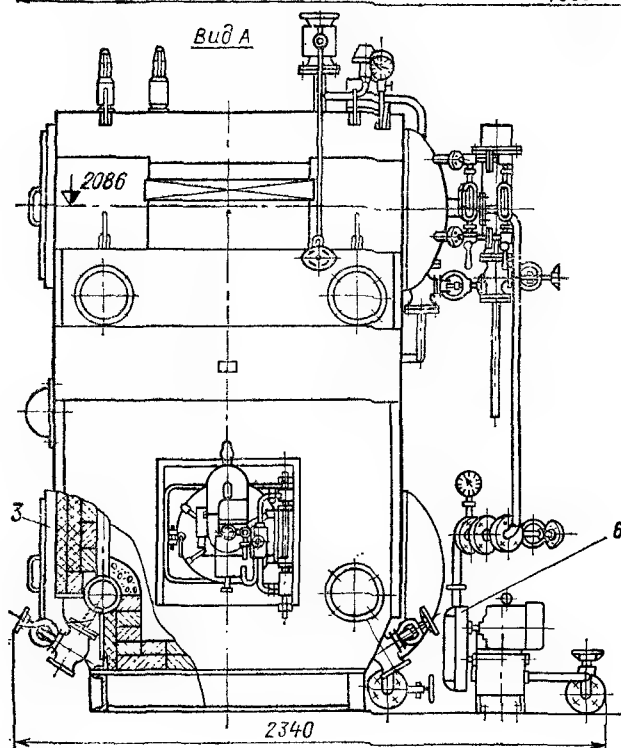
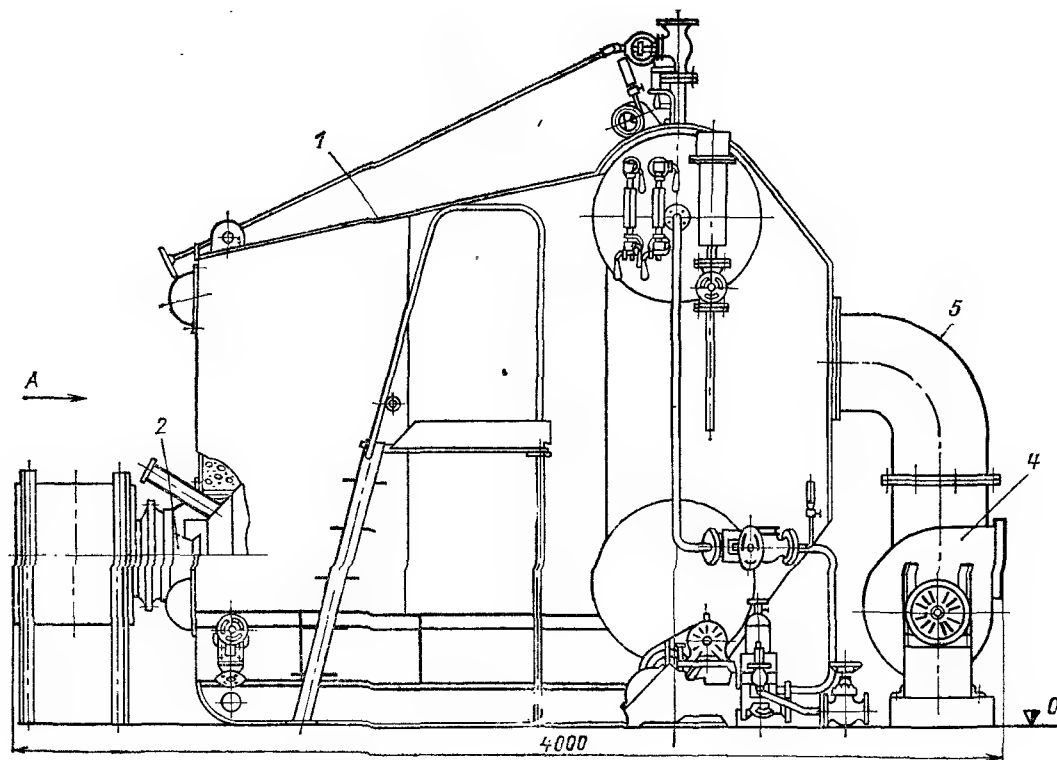


Рис. 3.11. Общий вид котла
Е-1/9-1М.

1 — котел; 2 — горелка с ротационной форсункой; 3 — боковой экран; 4 — дымоход; 5 — металлический газоход; 6 — питательный насос

Таблица 3.9. Техническая характеристика котла Е-1/9-1М

Наименование	Показатель
Номинальная паропроизводительность, т/ч	1,0
Давление пара, кгс/см ²	9,0
Влажность пара, %	3
Расход мазута, кг/ч	83
Коэффициент полезного действия, %	80—81
Полная поверхность нагрева, м ²	30
Водяной объем котла, м ³	1,05—1,1
Объем топочного пространства, м ³	2,2
Температура питательной воды, °С	50
Температура уходящих газов, °С	310
Потребляемая мощность, кВт	6,0
Масса металла котла под давлением, кг	1800
Масса котла, кг	5240
Длина котла, м	4,0
Ширина котла, м	2,34
Высота, м	2,87

В случае необходимости вместе с котлом завод-изготовитель поставляет водоумягчительную установку и дымовую трубу.

3.4. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ СТАЛЬНЫХ ПРЯМОТОЧНЫХ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

Стальные прямоточные водогрейные котлы изготавливаются с экранными поверхностями нагрева из вертикальных труб, что обеспечивает возможность поставки котлов отдельными законченными блоками, легко транспортируемыми железнодорожным транспортом от завода-изготовителя к потребителю. Экраны топки и конвективной шахты всех водогрейных котлов выполняются с подъемным и опускным движением воды. Однако надежность работы экранных труб с опускным движением обеспечивается лишь при выборе достаточно высоких скоростей воды и температуры на выходе из панели ниже точки кипения на 20—30 °С, что достигается выбором соответствующего давления воды на выходе из водогрейного котла.

Башенные котлы ПТВМ-50 и 100 выполнялись с экранными панелями, имевшими значительную гидравлическую неравномерность, что при работе со средними (1,0 м/с) скоростями воды вызывало в ряде случаев закипание воды в отдельных трубах, появление гидравлических ударов, а также

приводило к нарушению опускного движения, созданию замкнутых циркуляционных испарительных контуров, отложению накипи и перегосу отдельных экранных труб.

Исследования работы котлов этого типа, проводившиеся Союзтехэнерго, привели к выводу, что для обеспечения надежности их в эксплуатации необходимо изменить схемы движения воды и обеспечить во всех экранах только подъемное движение воды. Это потребовало установки на котлах большого количества дополнительных опускных труб большого диаметра.

Надежная работа гидравлических контуров водогрейных котлов обеспечивается лишь при определенных гидравлическом и тепловом режимах экранных труб. Поэтому при выборе скоростей воды необходимо применять гидравлическую схему соответствующей поверхности нагрева (топочных экранов, конвективных пакетов и экранов конвективной шахты) такой, чтобы степень гидравлической неравномерности приближалась к 1,0, т. е. чтобы минимально возможная скорость была близка к средней.

В действительности всегда имеет место гидравлическая разверка параллельно включенных труб, которая может приводить к значительным изменениям расхода воды через отдельные трубы по сравнению со средним его значением. Кроме того, имеется различие тепловосприятий параллельно включенных труб. При широких экранных панелях необходимо обеспечивать равномерный подвод воды по длине коллектора, чтобы выдержать принятые средние значения скоростей во всех экранных трубах.

Следовательно, правила Госгортехнадзора СССР [14] о выборе средней скорости в трубах водогрейных котлов не менее 1,0 м/с при недогреве воды на выходе из труб на 20 °С не могут применяться к экранным панелям с опускным движением воды в трубах при наличии значительной гидравлической разверки.

Исследования показали, что минимальные значения массовых скоростей, допустимых с точки зрения стабильности работы экранных труб с подъемным и опускным движением воды, имеют различные значения и возрастают с увеличением удельной

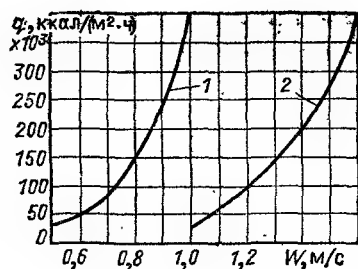


Рис. 3.12. График изменения минимально допустимых скоростей воды в обогреваемых трубах водогрейных котлов.

1 — подъемное движение воды; 2 — опускное движение воды.

тепловой нагрузки трубы [13]. При выборе минимальных скоростей воды можно пользоваться графиками, приведенными на рис. 3.12, построенными для подъемного и опускного движения в трубах экранных и конвективных поверхностей нагрева водогрейных котлов.

Правильный выбор минимально допустимых скоростей воды обеспечивает минимальное гидравлическое сопротивление всего контура водогрейного котла, не превышающее 1,5—2,0 кгс/см² [16]. Для максимальной унификации водогрейных котлов при заводском их изготовлении утверждена следующая шкала теплопроизводительности: 4,0; 6,5; 10,0; 20,0; 30; 50; 100 и 180 Гкал/ч.

Котлы теплопроизводительностью от 4 до 20 Гкал/ч должны обеспечивать работу только в основном режиме, а котлы теплопроизводительностью 30,0 Гкал/ч и выше должны допускать работу как в основном, так и в пиковом режиме. Котлы любой производительности должны работать на газе, мазуте и твердом топливе.

Для водогрейных котлов теплопроизводительностью 20 Гкал/ч и ниже температура воды на выходе принимается до 150 °С. Котлы 30 Гкал/ч и выше должны допускать возможность повышения температуры воды на выходе до 200 °С.

В соответствии с этим трубная часть водогрейных котлов до 20 Гкал/ч рассчитывается на давление 16 кгс/см², котлов 30 Гкал/ч и выше — на давление 25 кгс/см².

3.5. ГАЗОМАЗУТНЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

Водогрейные котлы типа ПТВМ

Водогрейные котлы типа ПТВМ выпускались Дорогобужским котельным заводом (ДКЗ) и другими котлостроительными заводами. Котлы теплопроизводительностью 50, 100 и 180 Гкал/ч выполнялись башенного типа. Большое количество котлов этого типа, находящихся в эксплуатации, модернизированы в соответствии с предложениями Союзтехэнерго (см. § 3.4). Обмывка конвективных поверхностей нагрева во многих котлах заменена дробеочисткой. Котлы ПТВМ-30-М (КВ-ГМ-30-150), выполненные по П-образной схеме, эксплуатируются, и выпуск их продолжается на Дорогобужском котельном заводе. Опыт эксплуатации котлов показал, что теплопроизводительность котла может быть увеличена до 40 Гкал/ч при работе на газе и до 35 Гкал/ч — на мазуте.

На рис. 3.13 изображен общий вид модернизированного котла КВ-ГМ-30-150, техническая характеристика приведена в табл. 3.10. Котел КВ-ГМ-30-150 поставляется заводом только для работы в основном отопительном режиме (вход воды осуществляется в нижний коллектор заднего топочного экрана, выход воды — из нижнего коллектора фронтального экрана).

Таблица 3.10. Техническая характеристика котла КВ-ГМ-30-150

Наименование	Топливо	
	Газ	Мазут
Теплопроизводительность котла, Гкал/ч	40	35
Расход воды, т/ч	495	435
Видимое теплонепрежение топочного объема, ккал/(м³·ч)	551·10³	480·10³
Сопротивление газового тракта, мм вод. ст.	93,0	83,0
Производительность дымососа, м³/ч	106 000	109 500
Сопротивление воздушного тракта, мм вод. ст.	256	317
Производительность вентилятора, м³/ч	29 700	33 400

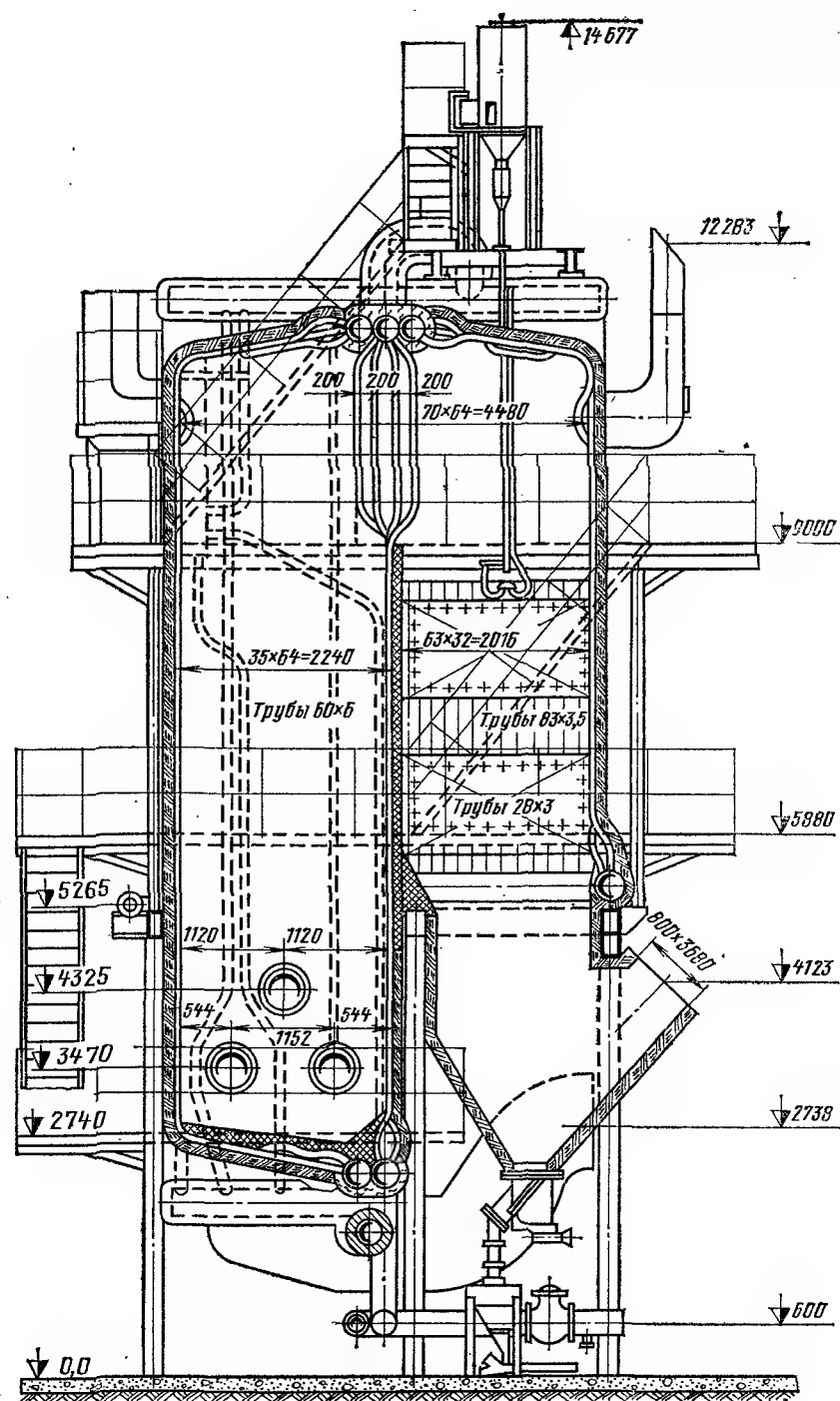


Рис. 3.13. Водогрейный котел ПТВМ-30-М (КВ-ГМ-30-150).

Водогрейные котлы новой серии

В новой серии газомазутных водогрейных котлов типа КВ-ГМ, выполненных по Г и П-образной схеме, предусмотрен выпуск котлов теплопроизводительностью от 4,0 до 100 Гкал/ч.

Котлы теплопроизводительностью от 4 до 30 Гкал/ч имеют топочную камеру с горизонтальным потоком газов. Конфигурация топочной камеры в поперечном разрезе повторяет профиль железнодорожного габарита. Котлы различной теплопроизводительности отличаются лишь глу-

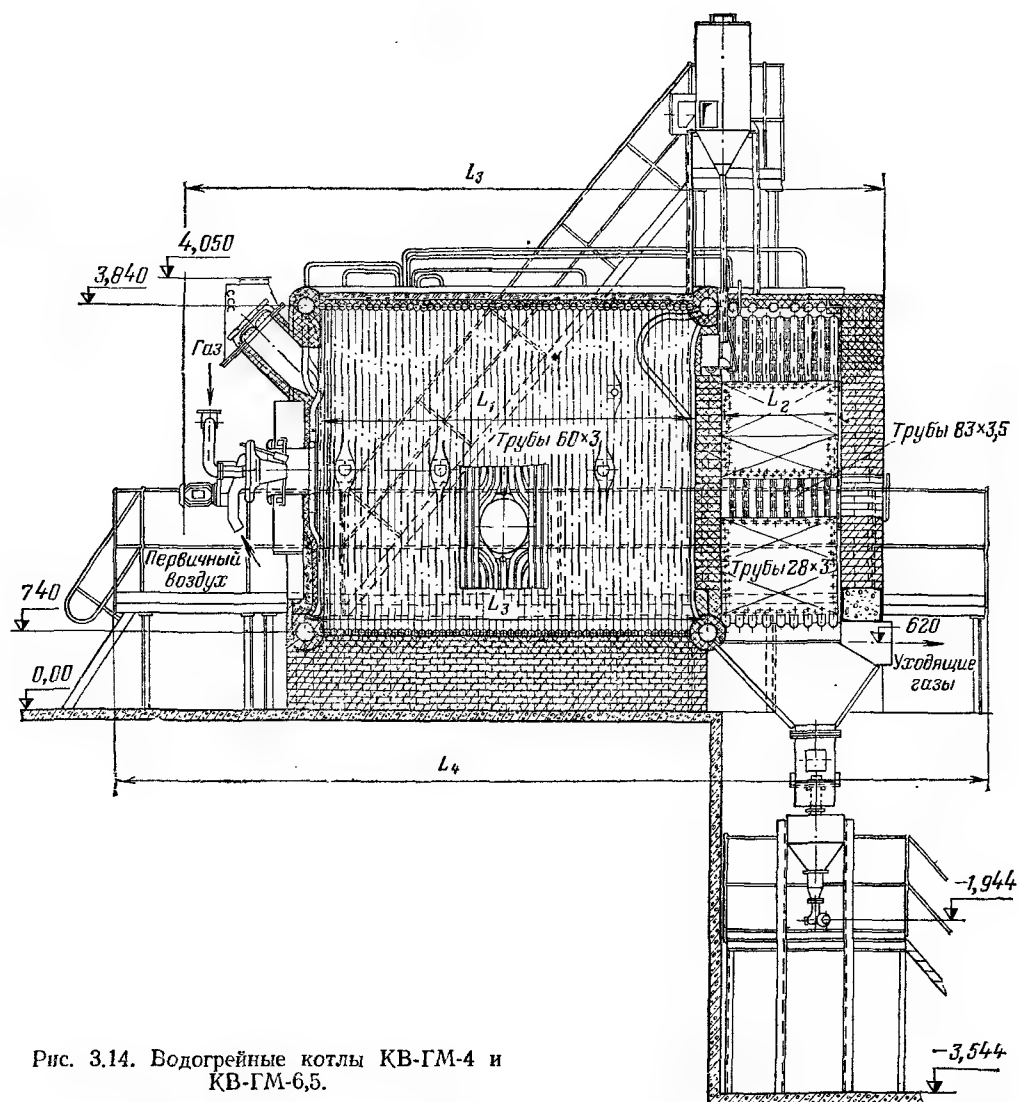


Рис. 3.14. Водогрейные котлы KB-ГМ-4 и KB-ГМ-6,5.

биной топочной камеры и конвективной шахты.

Котлы теплопроизводительностью 4 и 6,5 Гкал/ч поставляются одним транспортабельным блоком (без обмуровки). Котлы теплопроизводительностью 10, 20 и 30 Гкал/ч поставляются двумя транспортабельными блоками.

На рис. 3.14 представлен профиль газомазутных котлов теплопроизводительностью 4,0 и 6,5 Гкал/ч.

Топочная камера полностью экранирована трубами $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм.

Высота котлов составляет 3840 мм (от пола обслуживания до оси верхнего коллектора), ширина (в свету между осями труб боковых экранов) 2040 мм.

Котлы снабжаются одной газомазутной ротационной горелкой, устанавливаемой на фронтальной стенке.

В табл. 3.11 приведены техническая характеристика этих котлов и их основные размеры.

На рис. 3.15 представлен профиль газомазутных водогрейных котлов типа KB-ГМ теплопроизводительностью 10, 20 и 30 Гкал/ч. Ширина и высота всех котлов одинакова: ширина между осями труб боковых экранов составляет 2580 мм, отметка оси верхнего коллектора топочного блока равна 7850 мм, а отметка оси верхнего коллектора конвективной шахты — 10250 мм при отметке пола обслуживания 3600 мм.

Котлы отличаются глубиной топочной камеры и конвективной шахты.

На фронтальной стенке котлов устанавливается одна газомазутная горелка с ротационной форсункой. Очистка конвективных поверхностей нагрева осуществляется дробью.

Топочная камера полностью экранирована трубами $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм. Экранные трубы привариваются непосредственно к камерам $\varnothing 219 \times 10$ мм.

В задней части топочной камеры имеется промежуточная экранированная стенка, образующая камеру догорания. Экраны промежуточной стенки выполнены также из труб $\varnothing 60 \times 3$ мм, но установлены в два ряда с шагом $S_1 = 128$ мм и $S_2 = 182$ мм. Конвективная поверхность нагрева расположена в вертикальной шахте с полностью экранированными стенками. Задняя и передняя стены выполнены из труб $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм.

Боковые стены экранированы вертикальными трубами $\varnothing 83 \times 3,5$ мм с шагом 128 мм. Эти трубы служат также стояками для труб конвективных пакетов, которые набираются из U-образных ширм из труб $\varnothing 28 \times 3$ мм.

Ширмы расставлены таким образом, что трубы образуют шахматный пучок с шагом $S_1 = 64$ мм и $S_2 = 40$ мм. Передняя стена шахты, являющаяся одновременно задней стеной топки, выполнена цельносварной. В нижней части стены трубы разведены в четырехрядный фестон с шагом $S_1 = 256$ мм и $S_2 = 180$ мм. Трубы, образующие переднюю, боковые и заднюю стены конвективной шахты, вварены непосредственно в камеры $\varnothing 219 \times 10$ мм.

В табл. 3.12 приведена техническая характеристика котлов КВ-ГМ производительностью 10, 20 и 30 Гкал/ч.

Рис. 3.15. Водогрейные котлы КВ-ГМ-10, КВ-ГМ-20 и КВ-ГМ-30.

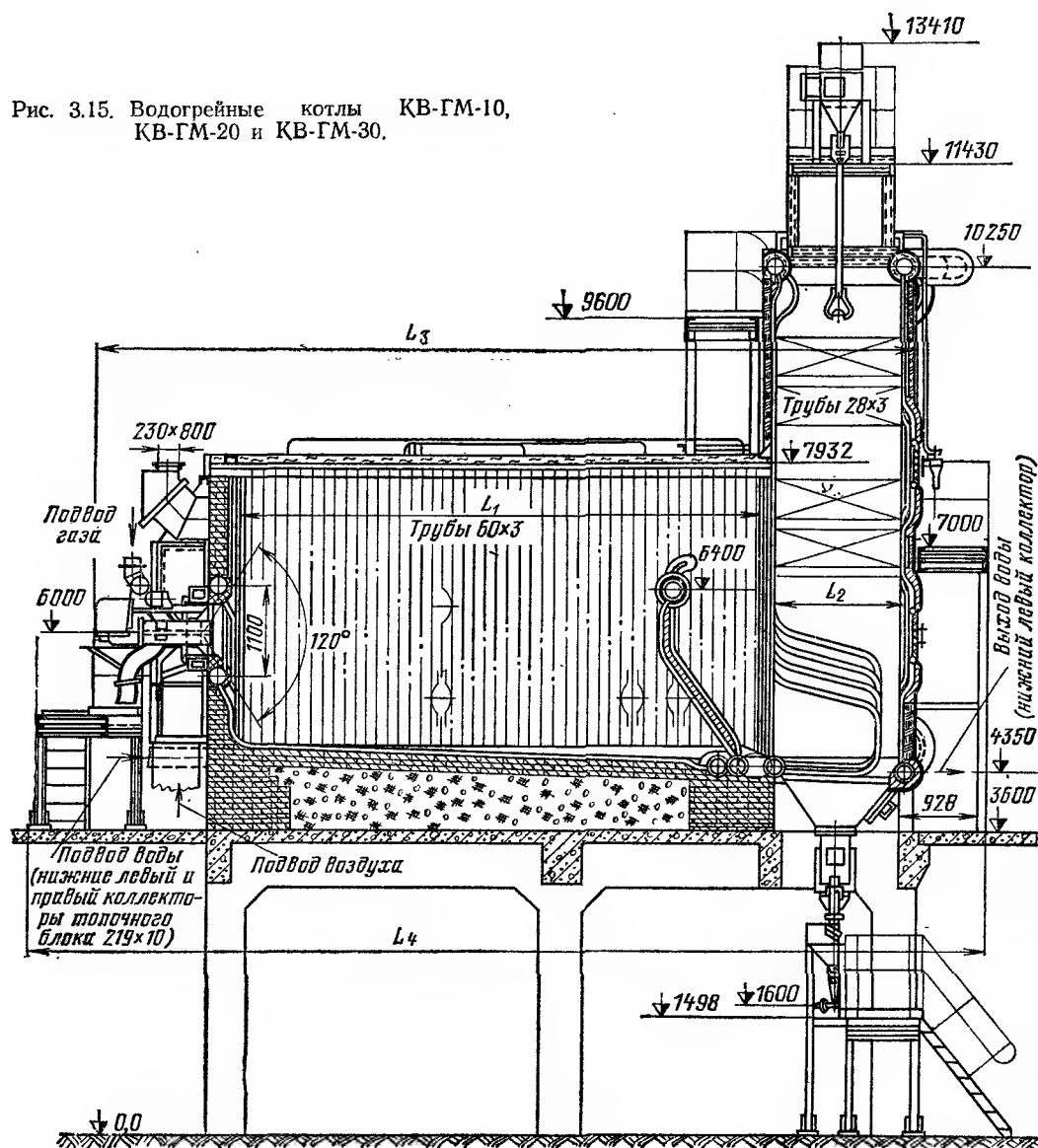


Таблица 3.11. Техническая характеристика котлов КВ-ГМ-4 и КВ-ГМ-6,5

Наименование	Марка котла	
	КВ-ГМ-4	КВ-ГМ-6,5
Теплопроизводительность, Гкал/ч	4,0	6,5
Расход воды, т/ч	49,5	80
Расход топлива:		
газа, м³/ч	515	830
мазута, кг/ч	500	800
Радиационная поверхность нагрева, м²	38,6	48,9
Конвективная поверхность нагрева, м²	88,7	150,4
Температура уходящих газов, °С:		
на газе	150	153
на мазуте	245	245
КПД при номинальной нагрузке, %:		
на газе	90,5	91,1
на мазуте	86,35	87
Сопротивление газового тракта, мм вод. ст.:		
на газе	22,1	22,9
на мазуте	25,8	26,1
Гидравлическое сопротивление котла, кгс/м²	11 900	11 950
Глубина топки L ₁ , мм	2496	3520
Глубина конвективной шахты L ₂ , мм	608	1056
Длина котла L ₃ , мм	5000	6000
Общая длина котла (включая площадки) L ₄ , мм	7257	8760

Газомазутные котлы теплопроизводительностью 50 Гкал/ч (КВ-ГМ-50) и 100 Гкал/ч (КВ-ГМ-100) выполнены по П-образной схеме и могут быть использованы как в отопительном режиме (70—150 °С), так и в пиковом (100—150 °С). Котлы могут быть использованы для подогрева воды до 200 °С. На рис. 3.16 изображен котел КВ-ГМ-100.

Топочная камера котлов и задняя стена конвективной шахты закрыты экранами из труб Ø 60×3 мм с шагом 64 мм. Конвективная поверхность нагрева котлов состоит из трех пакетов. Каждый пакет набирается из U-образных ширм, выполненных из труб Ø 28×3 мм. Ширмы в пакетах расположены параллельно фронту котла и расставлены таким образом, что их трубы образуют шахматный пучок с шагом S₁=64 мм и S₂=40 мм. Боковые стены конвективной шахты закрыты трубами Ø 83×3,5 мм с шагом 128 мм, служащими одновременно стояками ширм. Стояки сдвинуты относительно друг друга на 64 мм, что обеспечивает возможность размещения ширм в плане шахты в виде гребенки с указанными выше шагами шахматного конвективного пучка. Все трубы, образующие экранные поверхности котла, сварены непосредственно в коллекторы Ø 273×11 мм.

Таблица 3.12. Техническая характеристика котлов КВ-ГМ производительностью 10, 20 и 30 Гкал/ч

Наименование	Марка котла		
	КВ-ГМ-10	КВ-ГМ-20	КВ-ГМ-30
Теплопроизводительность, Гкал/ч	10	20	30
Расход воды, т/ч	123,5	247	370
Расход топлива:			
газ, м³/ч	1260	2520	3680
мазут, кг/ч	1220	2450	3490
Радиационная поверхность нагрева, м²	53,6	106,6	126,9
Конвективная поверхность нагрева, м²	221,5	406,5	592,6
Температура уходящих газов, °С:			
мазут	230	242	250
газ	185	190	160
КПД при номинальной нагрузке, %:			
на газе	91,9	91,9	91,2
на мазуте	88,4	88,0	87,7
Сопротивление газового тракта, мм вод. ст.:			
на газе	46	60	67
на мазуте	46	60	67
Гидравлическое сопротивление котла, кгс/м²	15 000	23 000	19 000
Сопротивление воздушного короба с горелками, мм вод. ст.	135	180	280
Глубина топки L ₁ , мм	3904	6384	8484
Глубина конвективной шахты, L ₂ , мм	768	1536	2300
Длина котла L ₃ , мм	6500	9700	11 800
Общая длина котла (включая площадки) L ₄ , мм	8350	10 540	13 530

Для удаления воздуха из трубной системы при заполнении котла водой на верхних коллекторах установлены воздушники. Взрывные предохранительные клапаны установлены на потолке топочной камеры.

Для удаления наружных отложений с труб конвективных поверхностей нагрева котлы оборудуются дробеочистительной установкой.

Котлы выполняются бескаркасными. Нижние коллекторы фронтального, промежуточного и заднего экранов, а также боковых стен конвективной шахты опираются на портал. Опора, расположенная в середине нижнего коллектора промежуточного экрана, является неподвижной. Нагрузка от боковых экранов то-

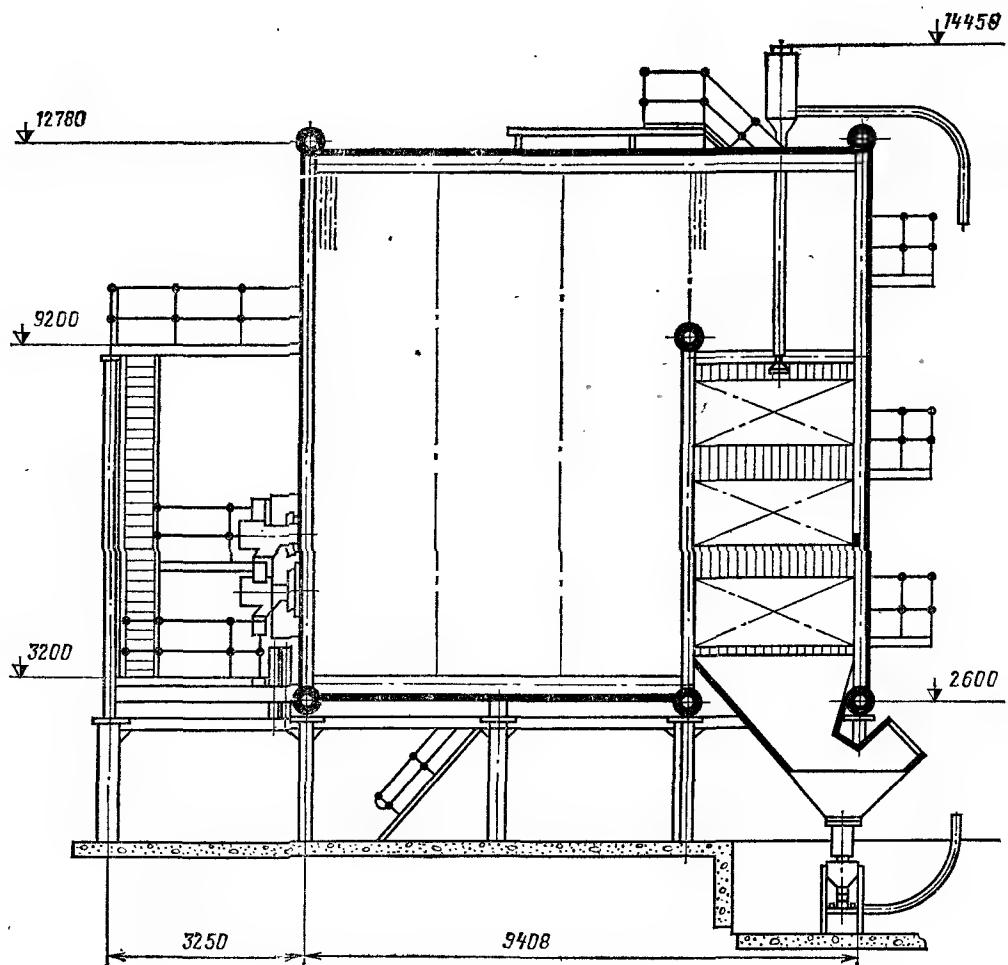


Рис. 3.16. Водогрейный котел КВ-ГМ-100.

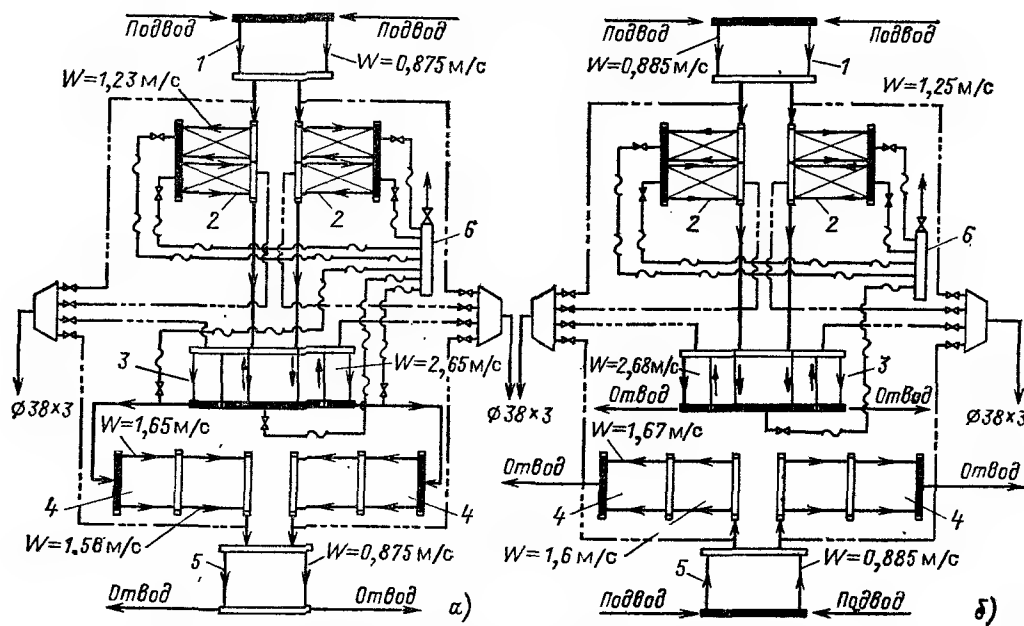


Рис. 3.17. Схема движения воды в котле типа КВ-ГМ-50.

α — основной режим; δ — пиковый режим; 1 — фронтальный экран; 2 — боковые экраны; 3 — промежуточный экран; 4 — конвективная часть и боковые экраны; 5 — задний экран конвективной шахты; 6 — коллектор дренажа; $\square$ — нижние коллекторы; — — линия воды; - - - линия воздуха; ~ ~ ~ линия дренажа.

Таблица 3.13. Техническая характеристика котлов КВ-ГМ-50 и КВ-ГМ-100

Наименование	Марка котла	
	КВ-ГМ-50	КВ-ГМ-100
Теплопроизводительность, Гкал/ч	50	100
Рабочее давление, кгс/см ²	10—25	10—25
Расход топлива:		
газ, м ³ /ч	6260	12 520
мазут, кг/ч	5750	11 500
Объем топочной камеры, м ³	251	388
Лучевоспринимающая поверхность, м ²	245	325
Теплонапряжение топочного объема, ккал/(м ³ ·ч)	216×10 ³	280×10 ³
Тепловая нагрузка лучевоспринимающей поверхности, ккал/(м ² ·ч):		
газ	94×10 ³	116×10 ³
мазут	107×10 ³	137×10 ³
Поверхность нагрева конвективных пучков, м ²	1223	2385
Температура уходящих газов, °С:		
газ	140	140

Продолжение

Наименование	Марка котла	
	КВ-ГМ-50	КВ-ГМ-100
мазут	180	180
КПД котла, %:		
газ	92,5	92,5
мазут	91,1	91,3
Расход воды, т/ч:		
основной режим	618	1235
пиковый режим	1230	2460
Гидравлическое сопротивление, кгс/см ² :		
основной режим	1,33	1,65
пиковый режим	0,75	0,79
Сопротивление газового тракта котла, мм. вод. ст.	100	120
Сопротивление воздушного короба с горелками, мм. вод. ст.	240	310
Глубина топки, мм	4160	6240
Глубина конвективной шахты, мм	1664	3168
Длина котла L _з , мм	5900	9558
Длина котла (включая площадки), мм	9500	14 160

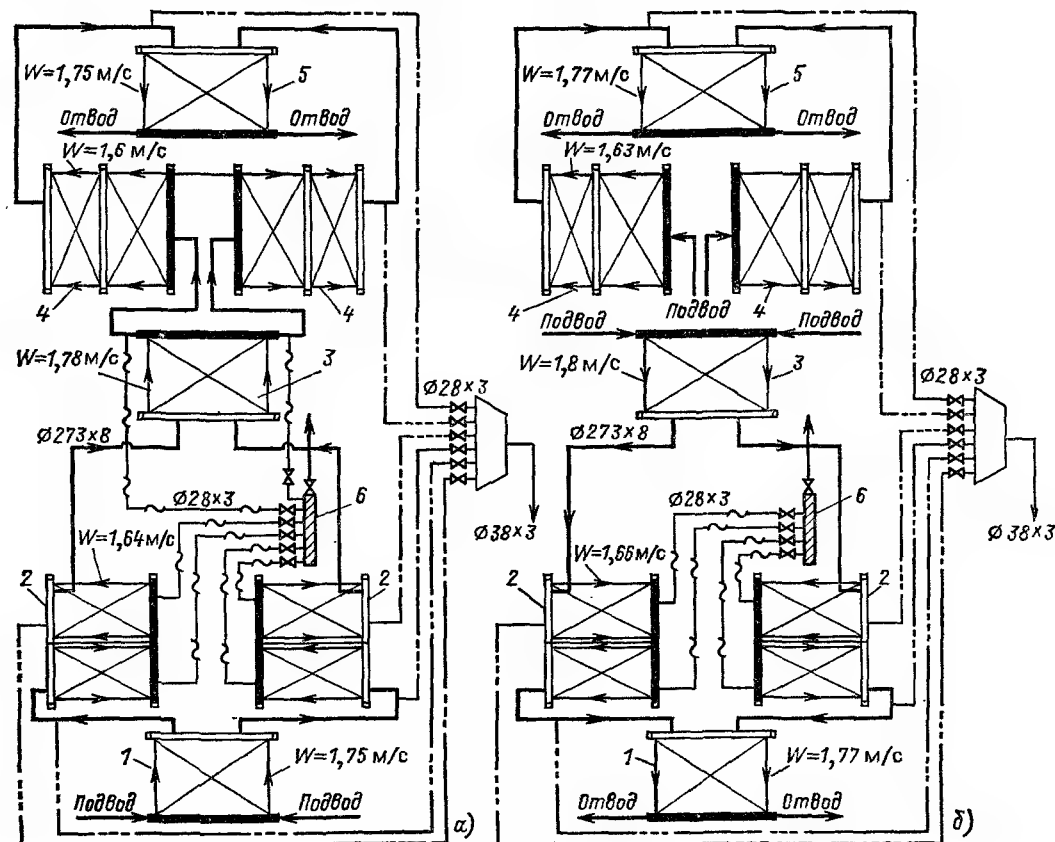


Рис. 3.18. Схема движения воды в котле типа КВ-ГМ-100 (обозначения — см. рис. 3.17).

а — основной режим; б — пиковый режим.

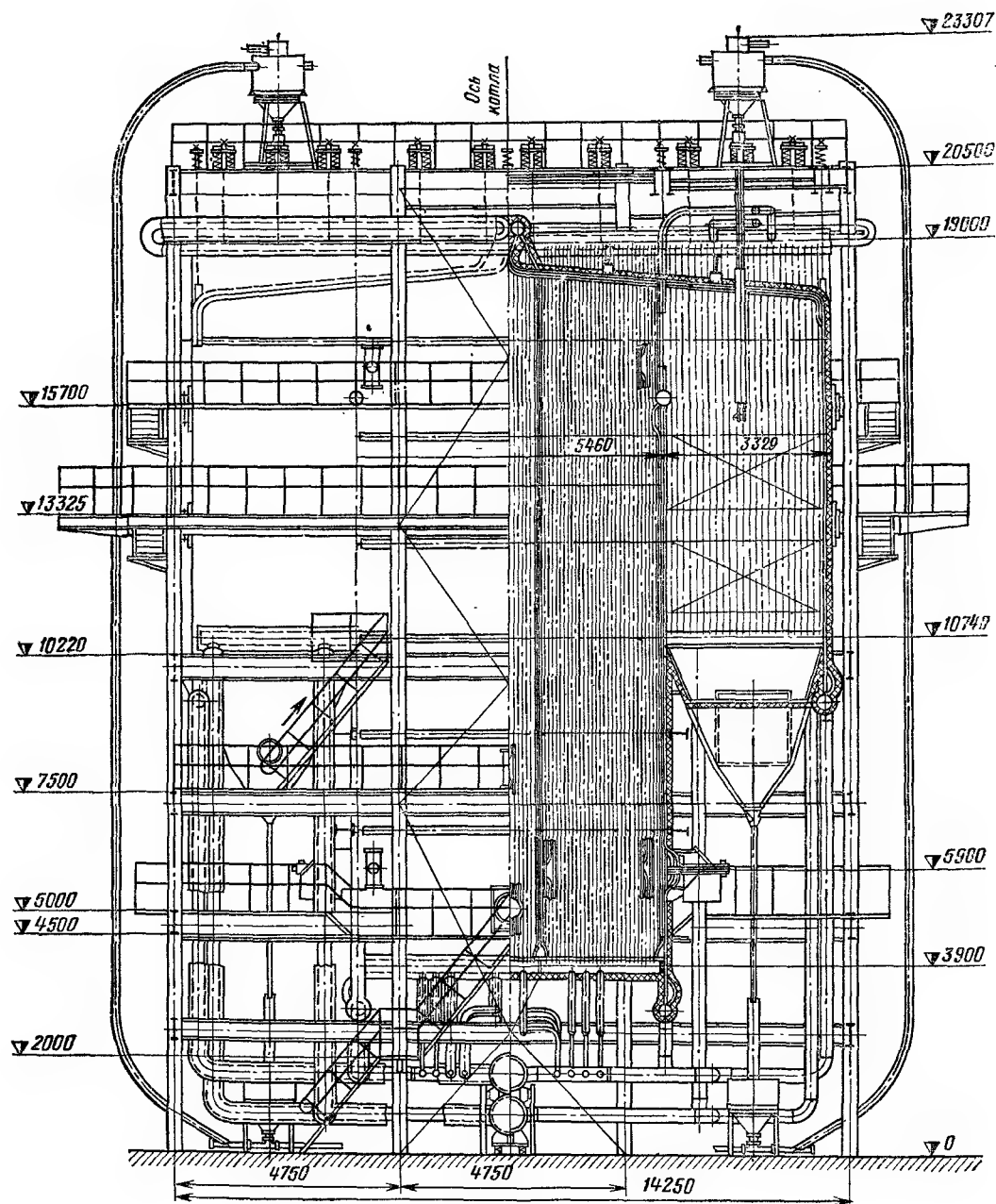


Рис. 3.19. Котел KB-ГМ-180.

почной камеры передается на портал через переднюю и заднюю стенки котла и частично через специальную ферму, установленную на портале. Помосты котла крепятся к стойкам, опирающимся на кронштейны портала.

Обмуровка котла облегченная (натрубная, толщина около 110 мм), состоит из трех слоев: шамотобетона, соевитовых плит и минераловатных матрасов и магнезальной обмазки. На фронтальной стенке котлов KB-ГМ-50 устанавливаются две газомазутные горелки с ротационными форсунками, на котлах KB-ГМ-100 — три такие же горелки, причем третья горелка размещается сверху во втором ряду (см. рис. 3.16).

В табл. 3.13 приводится техническая характеристика этих котлов. Ширина обоих котлов по осям колонн портала 5700 мм, габарит по ширине вместе с площадками — 7500 мм.

На рис. 3.17 показаны схемы движения воды в котле KB-ГМ-50 в основном и пиковом режимах работы, на рис. 3.18 — такие же схемы движения воды для котлов KB-ГМ-100. Для поддержания скоростей движения в пределах 1,6—1,8 м/с каждый тип

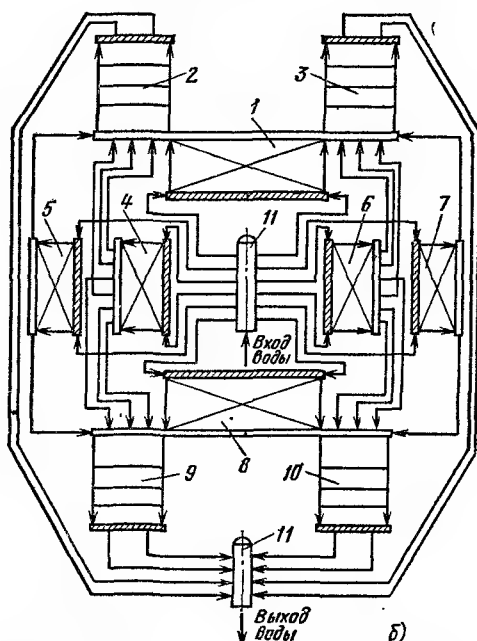
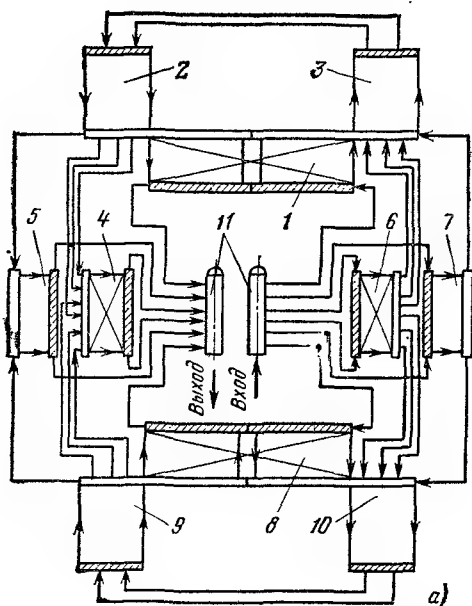


Рис. 3.20. Схема движения воды в котле КВ-ГМ-180.

а — основной режим; б — пиковый режим; 1 — задний экран; 2 — полусекция конвективных поверхностей; задняя левая панель и стояки; 3 — полусекция конвективных поверхностей, задняя правая панель и стояки; 4 — промежуточный левый экран; 5 — боковой и потолочные экраны (левые); 6 — промежуточный правый экран; 7 — боковой и потолочный экраны (правые); 8 — фронтальный экран; 9 — полусекция конвективных поверхностей, фронтальная левая панель и стояки; 10 — полусекция конвективных поверхностей, фронтальная правая панель и стояки; 11 — камеры $\varnothing 720 \times 12$ мм.

котла имеет различное число ходов как в основном, так и в пиковом режимах. Следует отметить, что на всех ри-

сунках циркуляционных схем водогрейных котлов обозначения нижних коллекторов, линий воды, воздуха, а также линий дренажа приняты такие же, как на рис. 3.17.

Газомазутный котел КВ-ГМ-180, профиль которого показан на рис. 3.19, выполнен по Т-образной схеме с двумя конвективными шахтами, в которых размещается по два конвективных пакета.

• Котел по проекту ПО «Сибэнергомаш» БКЗ и НПО ЦКТИ должен выполняться для работы под наддувом с мембранными экранными панелями.

При выполнении котла не в газоплотном исполнении в топочной камере все стены топки закрыты панелями из труб $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм. Такими же экранными панелями закрыты задние стены конвективных шахт и потолок котла. Конвективные пакеты набираются из U-образных ширм, выполненных из труб $\varnothing 28 \times 3$ мм, которые ввариваются в стояки $\varnothing 83 \times 3,5$ мм, размещенные с шагом 128 мм. На боковых стенах топки под конвективными шахтами устанавливается по три-четыре газомазутных горелочных устройства, имеющих встречное расположение факелов. Для более глубокого регулирования теплопроизводительности котла без отключения отдельных горелок последние снабжаются паромеханическими форсунками с широким диапазоном регулирования.

Ширина котла в свету (между осями экранных труб) составляет 5740 мм, другие размеры котла КВ-ГМ-180 указаны на рис. 3.19.

Следует отметить, что расположение горелочных устройств на боковых стенах под конвективными шахтами является достаточно неудачным, так как обслуживание и ремонт их затрудняются бункерами и газоходами котла. Схемы движения сетевой воды в котле КВ-ГМ-180 при работе его в основном и пиковом режимах приведены на рис. 3.20.

3.6. ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

Водогрейные котлы со слоевым сжиганием твердого топлива выпускаются теплопроизводительностью 4,0; 6,5; 10,0; 20,0 и 30,0 Гкал/ч. Котлы с теплопроизводительностью до 6,5 Гкал/ч поставляются одним транспортабельным блоком, котлы с большей теплопроизводительностью — двумя транспортабельными блоками (отдельный топочный блок и блок конвективной части). Для котлов типа КВ-ТСВ воздухоподогреватель поставляется как третий блок. Цепные

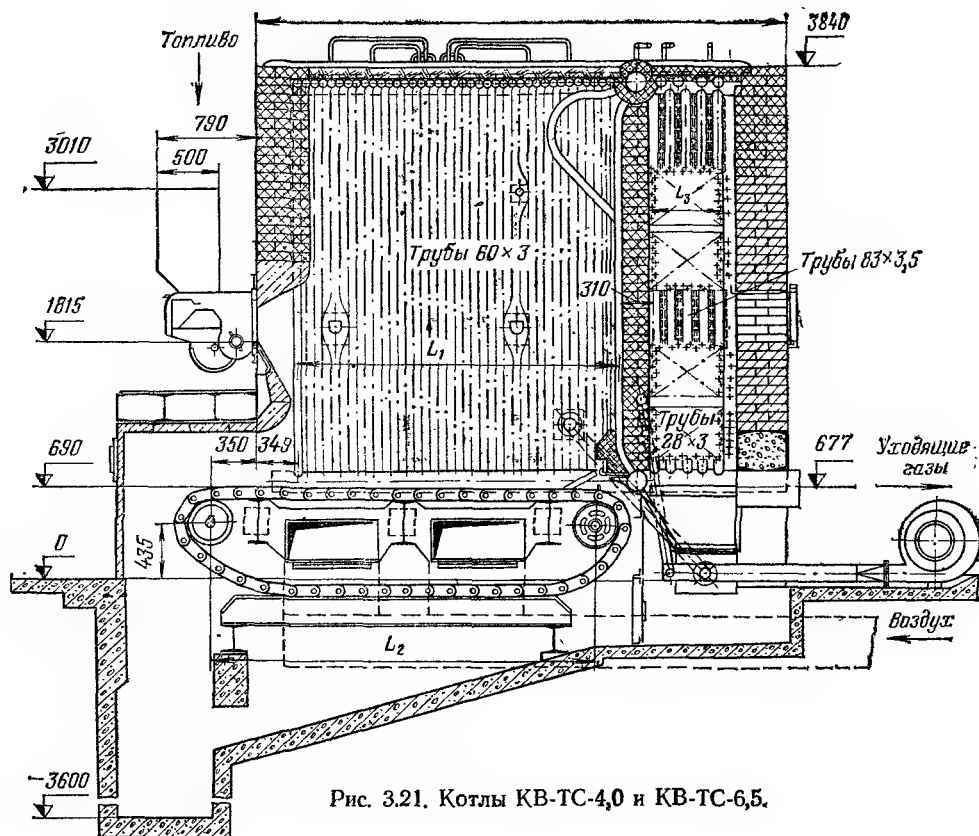


Рис. 3.21. Котлы KB-TC-4,0 и KB-TC-6,5.

решетки для всех котлов поставляются отдельно. Все котлы имеют топочные экраны, выполненные из труб $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм. Конвективные пакеты изготавливаются из труб $\varnothing 28 \times 3$ мм. Котлы снабжаются цепными решетками обратного хода с пневмомеханическими забрасывателями. Профиль котлов KB-TC-4 и KB-TC-6,5 показан на рис. 3.21.

Техническая характеристика приведена в табл. 3.14.

Обмуровка фройтовой неэкранированной стены топки, а также задней стены конвективной шахты выполнена тяжелой, толщиной в полтора кирпича.

Котлы имеют одинаковую ширину и отличаются между собой только длиной цепной решетки, глубиной топочной камеры и глубиной конвективной шахты. Котлы устанавливаются в котельной без золового подвала. Для удаления золы и шлака с фронта из-под решетки предусматривается установка механического транспортера в приемке глубиной до 3600 мм.

Вход сетевой воды осуществляется в нижний коллектор конвективного блока, выход воды — из нижнего коллектора топочных экранов.

Унос из бункера конвективной шахты с помощью специального вентилятора через сопла, установленные в топочной камере, возвращается на решетку.

Котлы KB-TC-10, KB-TC-20 и KB-TC-30 имеют одинаковую ширину и отличаются по глубине, т. е. имеют цепные решетки обратного хода (с двумя пневмомеханическими забрасывателями) различной длины и различную глубину конвективной шахты. Профиль котлов показан на рис. 3.22. Техническая характеристика котлов приведена в табл. 3.14.

Фронтальная стена топки котлов не экранирована и имеет тяжелую обмуровку. Боковые стены топочной камеры закрыты экранами из труб $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм.

В задней части топочной камеры имеется промежуточная экранированная стенка, образующая камеру догорания. Экраны промежуточной стенки выполнены двухрядными так же, как у газомазутных котлов KB-ГМ-10, KB-ГМ-20 и KB-ГМ-30. Передняя и задняя стены конвективной шахты экранированы. Передняя стена, являющаяся также и задней стеной топки, выполнена в виде цельносварного экрана, переходящего в нижней части в четырехрядный фестон. Боковые стенки конвективной шахты закрыты вертикальными эк-

Таблица 3.14. Техническая характеристика водогрейных котлов типа КВ-ТС со слоевым сжиганием твердого топлива

Наименование	Марка котла					
	КВ-ТС-4,0	КВ-ТС-6,5	КВ-ТС-10	КВ-ТС-20	КВ-ТСВ-10 с воздухоподогревателем	КВ-ТСВ-20 с воздухоподогревателем
Теплопроизводительность, Гкал/ч	4,0	6,5	10	20	10	20
Расход топлива, кг/ч:						
ирша-бородинский уголь	1280	2060	—	—	3140	6290
минусинский уголь	875	1420	2160	4320	—	—
КПД brutto, %:						
ирша-бородинский уголь	81,1	82,1	—	—	82,8	82,5
минусинский уголь	81,9	82,2	80,9	80,66	—	—
Температура уходящих газов, °С	225	225	220	230	205	218
Объем топочной камеры, м³	16,3	22,7	38,5	61,6	38,5	61,6
Поверхности нагрева, м:						
радиационная	38,66	48,9	55,9	82,8	55,9	82,8
конвективная (включая фестон)	88,7	150,4	229	417	229	417
Поверхность воздухоподогревателя, м²	—	—	—	—	365	728
Температура горячего воздуха, °С	—	—	—	—	210	226
Сопротивление газового тракта, мм вод. ст.:						
ирша-бородинский уголь	41,9	43,5	67	87,0	100	106
минусинский уголь	37,5	39,5	—	—	—	—
Расчетное давление воды, кгс/см²	25	25	25	25	25	25
Минимальное давление на выходе, кгс/см²	8	8	8	8	8	8
Расход воды, т/ч	49,5	80	123,5	247	123,5	247
Гидравлическое сопротивление котла, кгс/см²	1,038	1,074	1,2	2,1	1,1	1,9
Высота котла до оси верхнего коллектора (от площадки обслуживания 0 или 3600 мм), мм	3840	3840	4250	4250	4250	4250
Высота конвективной шахты (от 0 или 3600 мм) до оси верхнего коллектора, мм	3840	3840	6650	6650	5650	5650
Ширина котла, включая площадки, мм	4000	4000	5460	5460	5460	5460
Глубина топочной камеры L ₁ , мм	2496	3520	3904	6144	3904	6144
Длина цепной решетки L ₂ , мм	3000	4000	4000	6500	4000	6500
Ширина цепной решетки, мм	1870	1870	2700	2700	2700	2700
Глубина конвективной шахты L ₃ , мм	608	1056	768	1408	768	1408
Общая длина котла L ₄ , мм	5000	6700	6400	9300	6400	9600
Общая длина, включая площадки L ₅ , мм	5000	6700	7600	10 800	8400	12 520

ранами Ø 83,0×3,5 мм с шагом 128 мм. Боковые стены топочной камеры, а также конвективная шахта имеют облегченную обмуровку.

В шахте установлены четыре пакета конвективной поверхности нагрева, выполненных в виде горизонтальных шпирм из труб Ø28×3 мм.

Трубная часть котлов поставляется двумя транспортабельными блоками — одним топочным и одним конвективным.

Подвод воздуха под решетку во всех котлах этой серии односторонний, с правой сто-

роны. Угольная мелочь и недожог, которые собираются в зольных бункерах под конвективной шахтой удаляются системой возврата уноса и сбрасываются в топку. В передней части решетки располагается шлаковый бункер, куда сбрасывается шлак с решетки обратного хода.

Котлы теплопроизводительностью 10 Гкал/ч и выше устанавливаются на железобетонном фундаменте. Отметка пола обслуживания составляет 3,6 м, при отметке пола золотого этажа — 0,0 м.

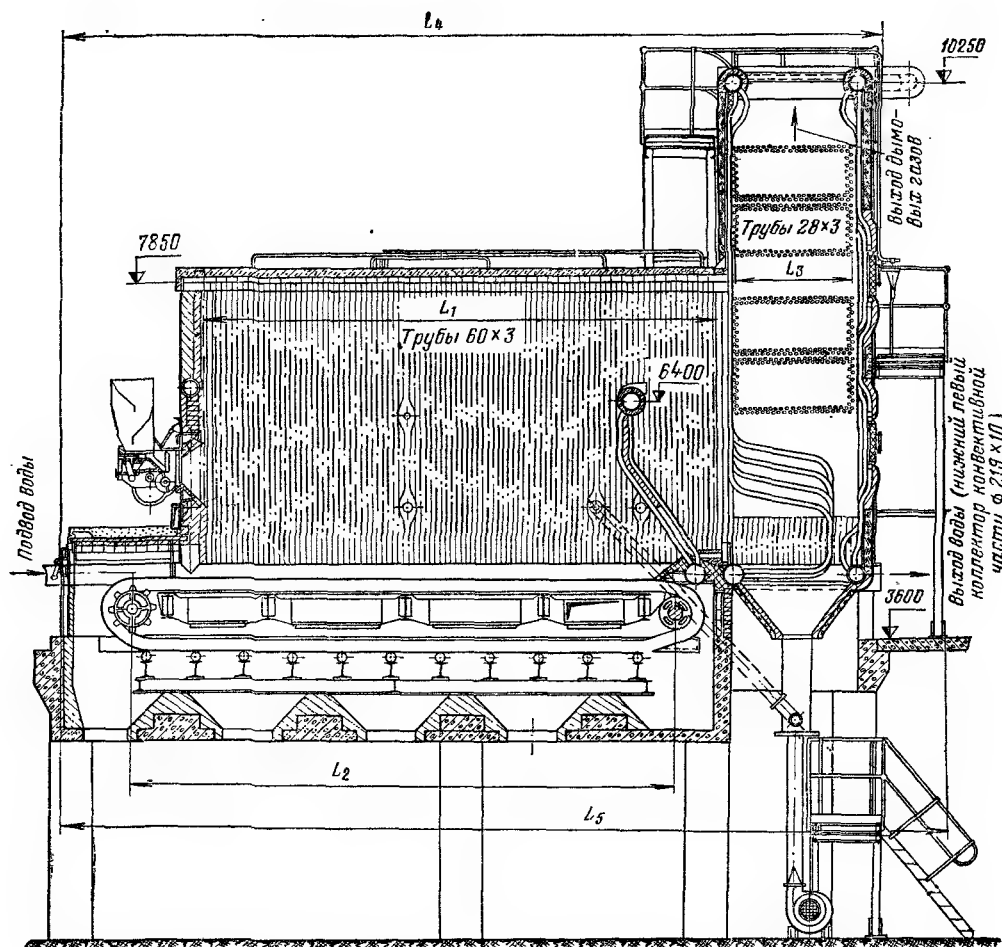


Рис. 3.22. Котлы KB-TC-10 и KB-TC-20.

Для сжигания бурых влажных углей котлы типа KB-TC могут постав-
ляться также с воздухоподогревателем, обеспечивающим подогрев воздуха до 200—220 °С. Котлы этого типа обозначаются KB-ТСВ-10 и KB-ТСВ-20 и отличаются от котлов KB-TC-10 и KB-TC-20 установкой двух конвективных пакетов вместо четырех.

На рис. 3.23 представлен продольный разрез котлов этого типа. Воздухоподогреватель выполняется из труб $\varnothing 40 \times 1,5$ мм. Трубы расположены в шахматном порядке с шагом $S_1 = 60$ и $S_2 = 42$ мм.

Техническая характеристика котлов приведена в табл. 3.14.

На рис. 3.24 показана циркуляционная схема котла KB-TC-10, из которой видно, что вход воды осуществляется в нижний коллектор левого бокового экрана, выход воды—из ниж-

него левого коллектора конвективной шахты.

Схема движения воды в котле KB-TC-20 отличается от вышеприведенной только тем, что вход воды осуществляется параллельно в нижний правый и левый коллекторы топочного блока.

Котел KB-TC-30 отличается от котлов 10 и 20 Гкал/ч глубиной топочной камеры и конвективной шахты и снабжается цепной решеткой обратного хода длиной 8000 мм.

Водогрейные котлы со слоевым сжиганием твердого топлива изготавливаются с максимальной теплопроизводительностью 50 Гкал/ч (рис. 3.25). Котел KB-TC-50 имеет топочную камеру, экранированную трубами $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм.

Задний экран топочной камеры на входе в поворотную камеру разводится в четырех-

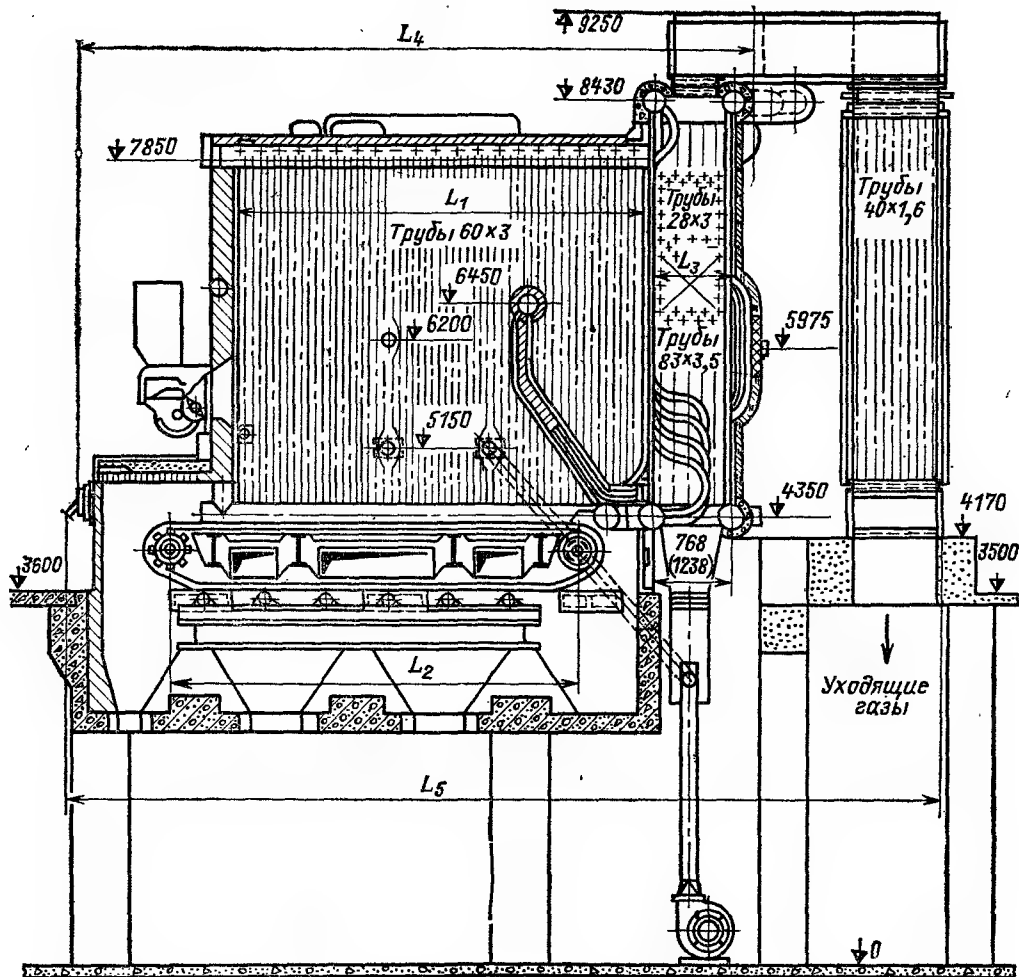


Рис. 3.23. Котлы КВ-ТСВ-10 и КВ-ТСВ-20.

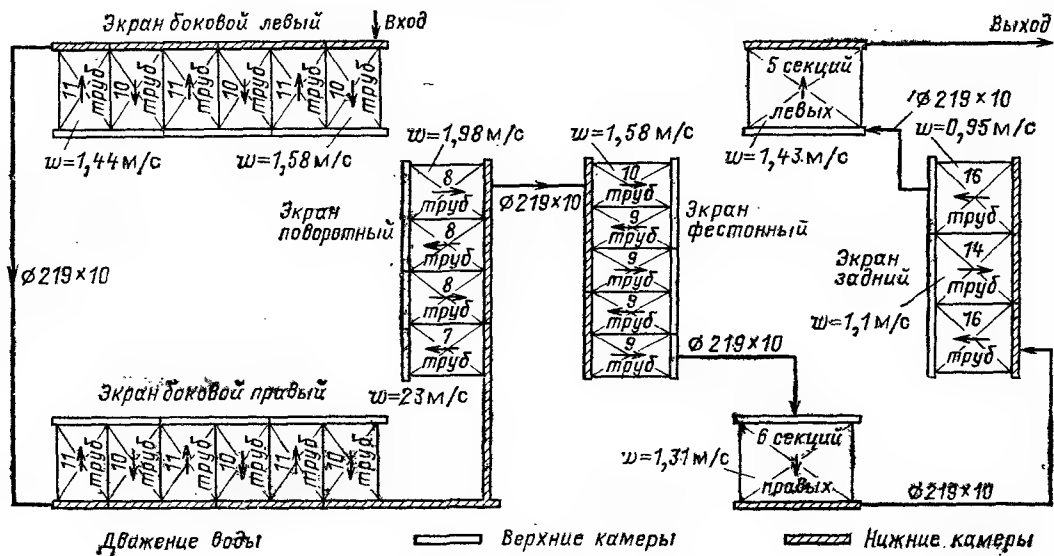


Рис. 3.24. Циркуляционная схема котла КВ-ТС-10.

рядный фестон с шагом 150 мм. Такими же экранами закрыты стены переходной и поворотной камер, а также задняя стенка конвективной шахты. Конвективные поверхности нагрева, как и во всех других водогрейных котлах, выполнены в виде ширм из труб $\varnothing 28 \times 3$ мм. Такие U-образные ширмы привариваются к вертикальным трубам $\varnothing 83 \times 3,5$ мм, образующим экраны боковых стен конвективной шахты и установленным с шагом 128 мм. В шахте размещаются два конвективных пакета высотой по 740 мм (между осями крайних труб). Промежуток между пакетами составляет 640 мм. На боковых стенах конвективной шахты установлены горизонтальные коллекторы $\varnothing 273 \times 10$ мм, в которые входят трубы ее экранов $\varnothing 83 \times 3,5$ мм, а также трубы боковых экранов поворотной камеры.

Очистка конвективных поверхностей нагрева осуществляется с помощью дробы.

Оба наклонных ската поворотной камеры также закрыты экранными трубами $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм.

Котел снабжается цепной решеткой обратного хода длиной 8000 мм и шириной 4800 мм. На фронтальной стене котла установлены четыре пневмомеханических забрасывателя.

Ширина котла (между осями боковых экранов) по всей длине составляет 5200 мм. Обмуровка всех стен котла облегченная, натрубная. Котел устанавливается на железобетонном фундаменте с отметкой пола обслуживания 4800 мм. Сзади котла устанавливается двухходовой по воздуху трубчатый воздухоподогреватель, состоящий из отдельных кубов высотой 1700 мм каждый, выполненных из труб $\varnothing 40 \times 1,5$ мм.

Котел снабжен устройствами для возврата на решетку уноса из золовых бункеров, размещенных под конвективной шахтой и под воздухоподогревателем. Вторичное, острое дутье осуществляется через сопла, расположенные на задней стенке топки, от отдельного вентилятора.

Общая длина всего котла с воздухоподогревателем равна 24 840 мм, ширина, включая площадки и лестницы, составляет около 9600 мм. Следует отметить, что номинальная теплопроизводительность котла с цепной решеткой обратного хода длиной 8000 мм может быть достигнута только при сжигании сортированных углей. При работе на рядовых углях теплопроизводительность котла снижается.

На рис. 3.26^{*} представлена схема движения воды в котле КВ-ТС-50 как для основного — отопительного, так и пикового режимов.

При основном режиме сетевая вода поступает в нижний коллектор заднего экрана конвективной шахты, затем, сделав в экране два хода, поступает в коллекторы боковых экранов конвективных поверхностей нагрева конвективной шахты и поворотной камеры, далее в экраны скатов поворотной камеры и затем в задний топочный экран; из последнего вода направляется двумя параллельными потоками в боковые топочные экраны, в которых делает четыре хода и направляется в верхний коллектор фронтального экрана. Выход воды осуществляется из нижнего коллектора фронтального экрана.

При переводе в пиковый режим в котле создаются два независимых параллельных контура: в первом контуре вход воды осуществляется в нижний коллектор фронтального топочного экрана, выход воды — из верхних коллекторов заднего топочного экрана; во втором контуре вход воды выполнен так же, как и в основном режиме, т. е. в нижний коллектор заднего экрана конвективной шахты, выход воды в тепловую сеть осуществляется из переднего нижнего коллектора экрана скатов поворотной камеры.

Первые конструкции водогрейных котлов с камерным сжиганием твердого топлива разработаны Уральским политехническим институтом. На основе опыта эксплуатации этих котлов, построенных различными монтажными организациями, СПБК треста «Энергочермет» разработал проекты водогрейных котлов типа ЭЧМ для камерного сжигания твердого топлива. Котлы выполнены по П-образной схеме теплопроизводительностью 25; 50 и 100 Гкал/ч. Топки котлов предусматривают возможность установки шахтных мельниц или мелющих вентиляторов. В настоящее время для камерного сжигания твердого топлива разработаны для серийного выпуска конструкции водогрейных котлов теплопроизводительностью 50 и 100 Гкал/ч.

На рис. 3.27 представлен водогрейный котел КВ-ТК-50 для камерного сжигания твердого топлива.

Котел выполнен по П-образной схеме и рассчитан на сжигание углей, размалываемых в молотковых мельницах. Пыль подается в шесть турбулентных горелок, расположенных встречно на боковых стенах топочной камеры. Котел выполняется с твердым удалением шлака. Теплонапряжение топочного объема составляет $200 \cdot 10^3$ ккал/(м³·ч).

Стены топки, поворотной камеры и заднего экрана выполняются газоплотными из труб $\varnothing 60 \times 4$ мм с шагом 80 мм (между трубами привариваются полосы 20×6 мм). В верхней части трубы заднего экрана закрывают наклонный скат переходной камеры и затем разводятся в фестон перед входом в поворотную камеру.

Временно котлы поставляются не в газоплотном исполнении с экранами из труб $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм. На стенах топки установлено по восемь обдувочных аппаратов с подачей к ним сжатого воздуха.

В конвективной шахте установлены два конвективных пакета, выполненных из труб $\varnothing 28 \times 3$ мм. Ниже конвективных пакетов размещен стальной воздухоподогреватель из труб $\varnothing 40 \times 1,5$ мм. Воздухоподогреватель выполнен трехходовым по воздуху. Подогрев воздуха осуществляется до температуры около 350 °С при охлаждении уходящих газов примерно до 220 °С.

Коэффициент полезного действия котлов при номинальной нагрузке достигает 87—88 %. Очистка конвективных поверхностей нагрева

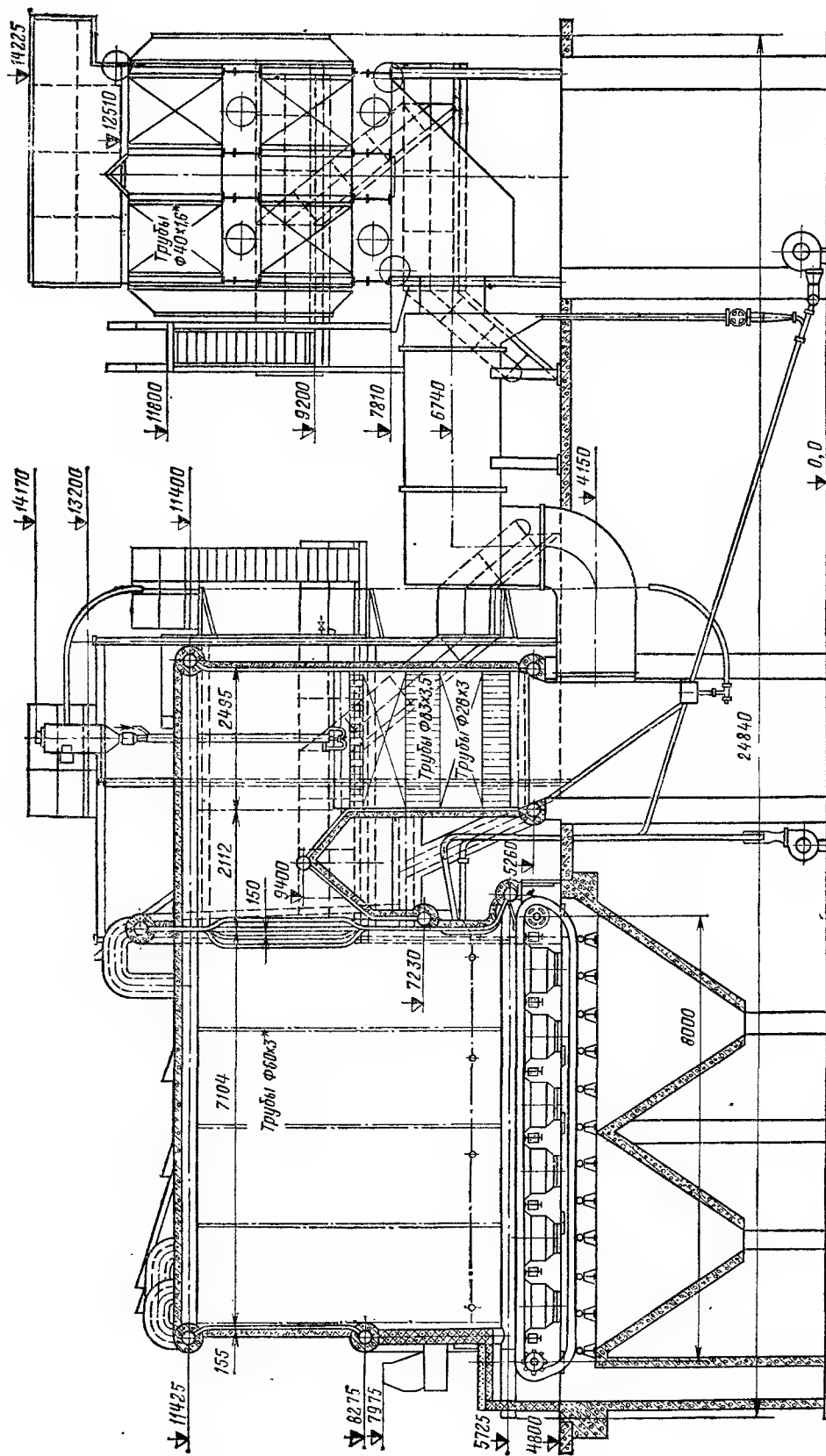


Рис. 3.25. Котел KB-ТС-50.

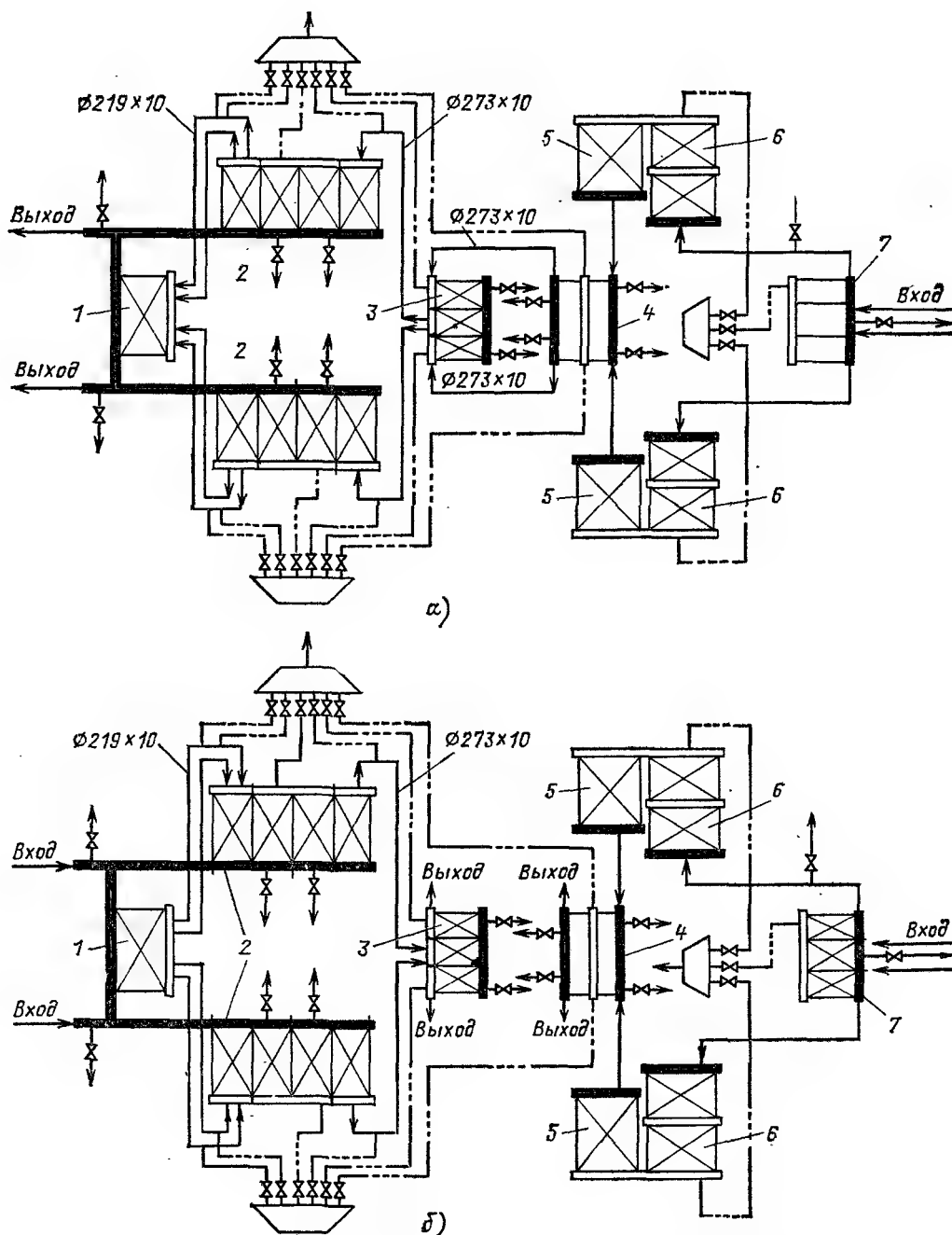


Рис. 3.26. Схема движения воды в котле KB-TC-50.

а — основной режим; *б* — пиковый режим; 1 — фронтальный экран; 2 — боковые топочные экраны; 3 — задний топочный экран; 4 — подовый экран поворотной камеры; 5 — боковые экраны поворотной камеры; 6 — боковые экраны, стояки и поверхности нагрева конвективной шахты; 7 — задний экран конвективной шахты.

от загрязнений осуществляется с помощью дробы.

Обмуровка котла (в негазоплотном варианте) облегченная, натрубная с уплотнительной штукатуркой и обмазкой. Котел подвешен к каркасу за верхние коллекторы, так что топочная камера расширяется вниз. Воздухоподогреватель опирается нижними точками на отдельный каркас.

Схема движения сетевой воды в котле KB-TK-50 показана на рис. 3.28.

При работе котла в основном режиме вход воды осуществляется в нижний коллектор заднего экрана конвективной шахты, затем, проходя последовательно конвективные и экранные поверхности, сетевая вода выходит из нижнего коллектора заднего топочного экрана.



При работе в пиковом режиме вход сетевой воды осуществляется параллельно в два независимых контура: в первом контуре поток воды входит в нижний коллектор заднего экрана конвективной шахты, затем из верхнего коллектора переднего экрана конвективной шахты направляется в фронтальной топочный экран, из нижнего коллектора которого поступает в тепловую сеть; второй параллельный поток воды поступает непосредственно в нижние коллекторы боковых экранов промежуточной камеры, затем проходит задний и боковые топочные экраны и из нижних коллекторов поступает после смещения с потоком первого контура в прямую линию тепловой сети.

ПО «Сибэнергомаш» БКЗ разработан рабочий проект водогрейного котла теплопроизводительностью 100 Гкал/ч для камерного сжигания твердого топлива. Продольный разрез котла КВ-ТК-100 показан на рис. 3.29.

Котел выполнен в П-образной компоновке. По проекту котел выполнен газоплотным с экранными панелями из труб $\varnothing 60 \times 4$ мм с шагом 80 мм (между трубами приварены полосы 20×6 мм). Однако временно котел изготавливается не газоплотным, из труб $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм. В верхней части задний экран разведен в пятирядный фестон. Топка оборудована шестью турбулентными пылеугольными горелками, установленными на боковых стенах.

В опусном газоходе размещен один пакет конвективных поверхностей нагрева из труб $\varnothing 32 \times 3$ мм. Под конвективным пакетом расположен воздухоподогреватель из труб $\varnothing 40 \times 1,5$ мм с шахматным расположением. По воздуху воздухоподогреватель выполнен трехпоточным. Конвективная шахта снабжена

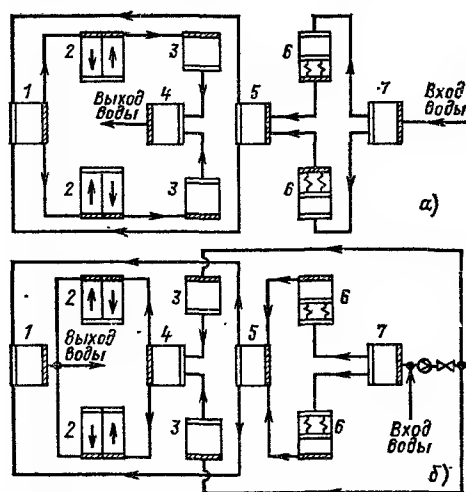


Рис. 3.28. Схемы движения воды в котле КВ-ТК-50.

а — основной режим; б — пиковый режим; 1 — фронтальный экран топки; 2 — боковые экраны топки; 3 — боковые экраны промежуточной камеры; 4 — задний экран топки; 5 — передний экран конвективной шахты; 6 — конвективные поверхности и боковые экраны конвективной шахты; 7 — задний экран конвективной шахты.

Таблица 3.15. Техническая характеристика котла КВ-ТК-100

Наименование	КВ-ТК-100
Теплопроизводительность, Гкал/ч	100
Расход воды, м³/ч:	
основной режим	1240
пиковый режим	2480
Расход топлива (экибастузский уголь), кг/ч	25 000
КПД котла (при сжигании экибастузского угля), %	89
Объем топочной камеры, м³	902
Лучевоспринимающая поверхность стен топки, м²	603
Тепловое напряжение топочного объема, ккал/(м³·ч)	$120 \cdot 10^3$
Поверхность конвективного пакета, м²	830
Поверхность нагрева воздухоподогревателя, м²	8800
Температура уходящих газов, °С	196
Ширина котла (в свету), м	7,1
Длина котла по осям колонн, м	18,0
Ширина по осям колонн, м	12,3
Высота по верху каркаса, м	28,2
Высота по бункеру дрови, м	31,26

устройствами для дробевой очистки поверхностей нагрева. Обдувка топочных экранов производится сжатым воздухом с помощью установленных на стенах топки специальных обдувочных аппаратов. Топка имеет непрерывное шлакоудаление с помощью шлаковых транспортеров, размещенных на полу золowego подвала.

Котел подвешен к каркасу за верхние коллекторы экранов. Воздухоподогреватель установлен на металлическом постаменте. Котел рассчитан на применение пылеприготовления с шаровыми барабанными мельницами и промбункером.

В табл. 3.15 приведена техническая характеристика котла КВ-ТК-100.

Схема движения сетевой воды в контуре котла КВ-ТК-100 представлена на рис. 3.30.

При основном режиме вход воды осуществляется в нижний коллектор заднего экрана конвективной шахты, затем вода поступает в правый и левый боковые экраны поверхности нагрева конвективной шахты. Из нижних коллекторов конвективного пакета вода направляется двумя параллельными потоками в боковые экраны промежуточной камеры и в нижний коллектор экрана ската промежуточной камеры. Оба потока далее направляются в боковые топочные экраны и из их верхних коллекторов поступают одновременно в верхние коллекторы фронтального и заднего экранов топки. Из нижних коллекторов экранов горячая вода направляется в тепловую сеть.

При работе в пиковом режиме сетевая вода входит одновременно в нижний коллектор заднего экрана конвективной шах-

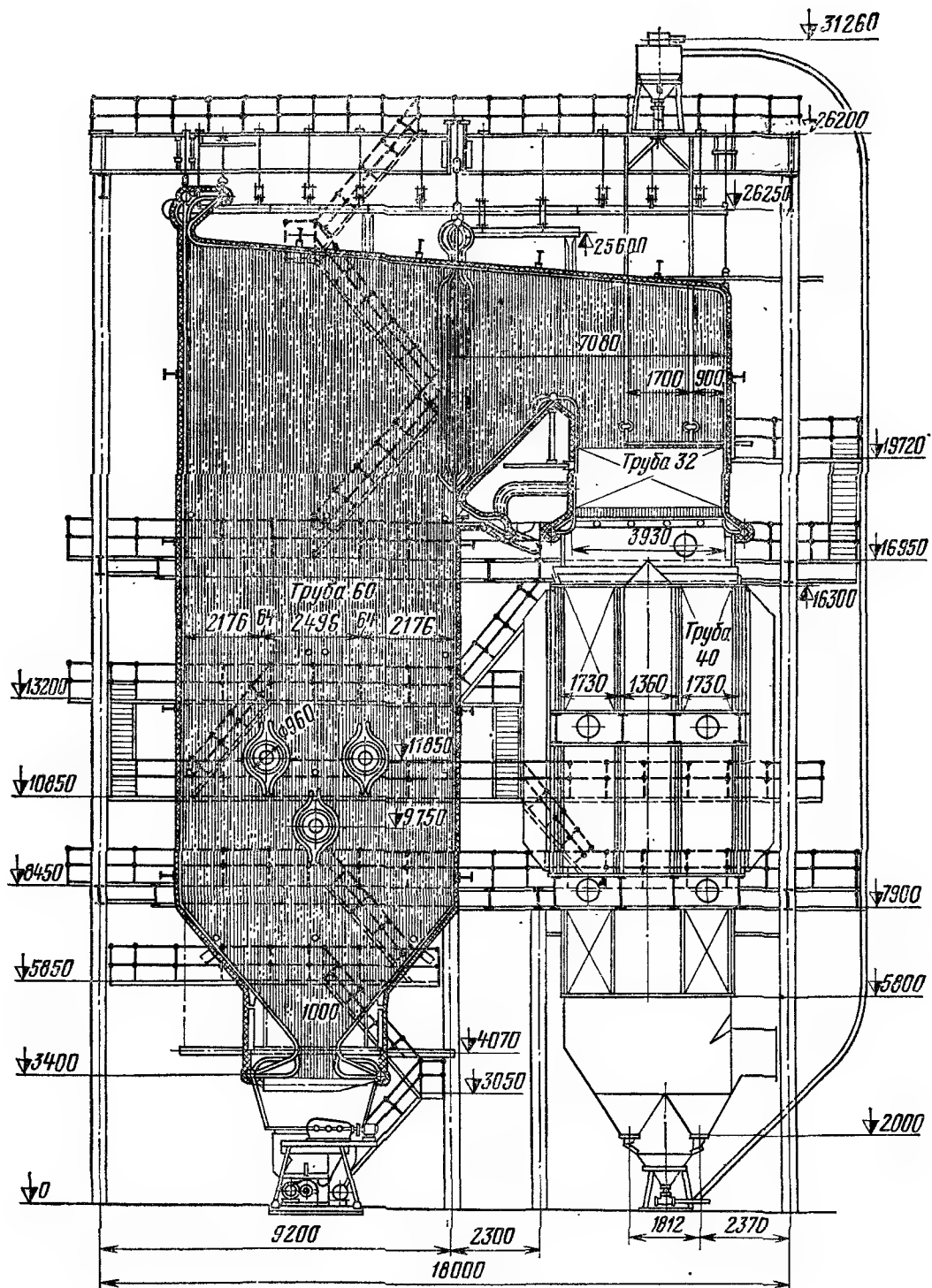


Рис. 3.29. Котел KB-TK-100.

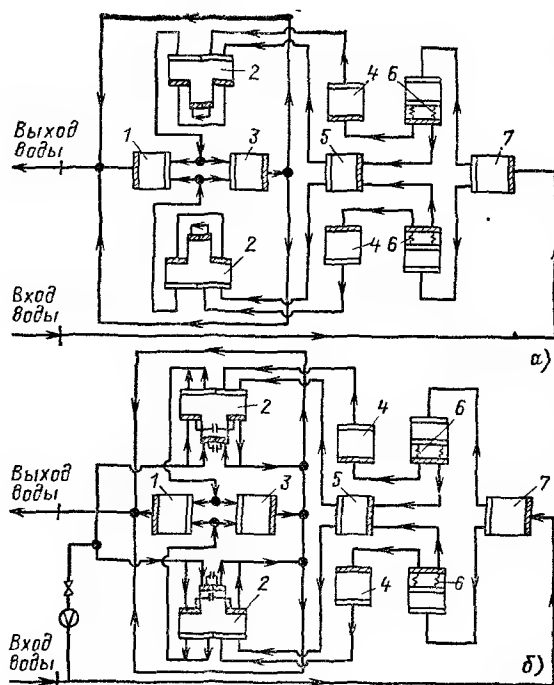


Рис. 3.30. Схема движения воды в котле КВ-ТК-100.

а — основной режим; б — пиковый режим; 1 — фронтальный экран; 2 — боковые экраны топки; 3 — задний экран топки; 4 — боковые экраны промежуточной камеры; 5 — под промежуточной камеры; 6 — боковые экраны и поверхности конвективной шахты; 7 — задний экран конвективной шахты.

ты и в одну половину нижних коллекторов боковых экранов топки; после боковых топочных экранов вся сетевая вода направляется в верхние коллекторы фронтального и заднего экранов топки и из нижних коллекторов двумя потоками поступает в тепловую сеть.

3.7. КОНСТРУКЦИИ КОМБИНИРОВАННЫХ ПАРОВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ НА БАЗЕ СЕРИЙНЫХ ПРЯМОТОЧНЫХ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

Увеличение выпуска промышленной продукции на реконструируемых и вновь строящихся предприятиях требует дополнительного снабжения их как горячей водой, так и паром низкого давления. Теплоснабжение таких предприятий в большинстве случаев должно осуществляться от теплоцентралей (котельных), так как в настоящее время теплоэлектроцентрали строятся только в районах с очень высокой концентрацией теплового потребления. Что же касается работающих на газе и мазуте ТЭЦ в центральной европейской части страны, то их расширение или постройка новых

практически полностью исключается. В этом районе страны теплоснабжение промышленных предприятий, сельскохозяйственных комплексов, поселков и небольших городов должно осуществляться только от теплоцентралей с паровыми и водогрейными котлами, работающими на газе и мазуте.

Следует отметить, что постройка районных отопительных или пиковых котельных с крупными водогрейными котлами, выдающими только горячую воду на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, не обеспечивает возможности закрытия целого ряда мелких паровых малоэкономичных котельных, расположенных в районе установки крупных пиковых или отопительных теплоцентралей. Кроме того, пиковая нагрузка на отопление для большинства районов страны невелика, так что в основной период года (несколько тысяч часов) значительная часть водогрейных котлов работает с недогрузкой [13].

Одним из путей устранения этих недостатков является получение пара для промышленных потребителей района от стальных прямоточных водогрейных котлов. Комбинированная выработка горячей воды и пара с использованием для этого серийных водогрейных котлов позволит отказаться от дополнительной установки в централизованных теплоцентралях крупных паровых барабанных котлов низкого давления, что позволит также не только существенно сократить расходы топлива на покрытие промышленно-отопительных нагрузок, но и значительно уменьшить металлоемкость оборудования.

Осуществление схем комбинированной выработки пара и горячей воды базируется на полном использовании поверхностей нагрева серийных стальных водогрейных котлов. Для получения пара указанные поверхности включаются как безбарабанные испарительные контуры, содержащие выносные циклоны и уравнильные емкости, размещаемые непосредственно на каркасе водогрейных котлов.

Получение пара в таких комбинированных водогрейных котлах повышает эффективность их использования, так как коэффициент использования такого оборудования повышается более чем в два раза ввиду того, что число часов работы комбинированных

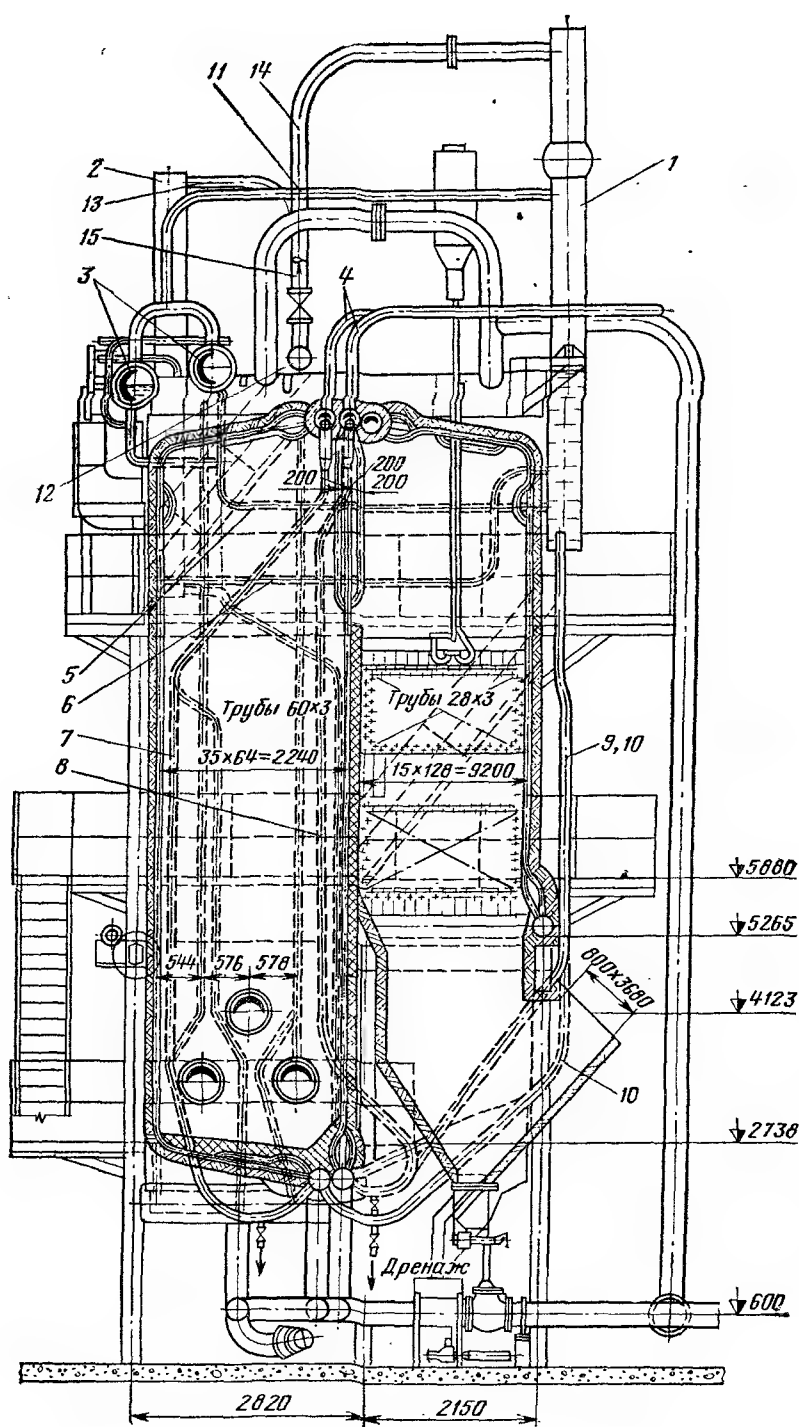


Рис. 331. Модернизированный комбинированный котел КВП-30/8.

1 — выносной циклон чистого отсека; 2 — выносной циклон солевого отсека; 3 — уравнивательные емкости; 4 — паротводящие трубы от фронтального и заднего экранов; 5 — питание чистого отсека из уравнивательных емкостей; 6 — питание солевого отсека; 7, 8 — рециркуляционные трубы фронтального и заднего экранов; 9, 10 — опускные трубы заднего и фронтального экранов; 11 — дыхательная труба от уравнивательных емкостей; 12 — сборный коллектор; 13, 14 — отводы пара из солевого и чистого отсеков; 15 — отвод пара в магистраль.

котлов в году увеличивается с 3000—3500 ч до 7000—7500 ч.

Первые комбинированные котлы построены Дорогобужским котельным заводом на базе водогрейных котлов ПТВМ-30-М по разработкам ПКК треста «Центроэнергомонтаж». Такие котлы КВП-30/8, начиная с 1977 г., успешно эксплуатируются в ряде котельных Латвийской ССР, в этих котлах испарительными поверхностями являются боковые топочные экраны, включенные в безбарабанные контуры с естественной циркуляцией. Сепарация пара осуществляется в двух выносных циклонах $\varnothing 426 \times 13$ мм.

При суммарной тепловой нагрузке 30—35 Гкал/ч котлы выдают от 8 до 10 т/ч пара давлением от 7 до 14 кгс/см². Работа котла регулируется по потребителям горячей воды, а в случае избытка выдаваемый пар автоматически направляется в теплообменники для подогрева обратной сетевой воды.

В настоящее время один из этих котлов КВП-30/8 по разработкам ВЗПИ модернизирован Дорогобужским котельным заводом (рис. 3.31) и работает в трех различных режимах: двух комбинированных режимах с выдачей пара давлением 14 кгс/см² в количестве 10 или 25 т/ч и в чисто водогрейном режиме.

Получение пара в количестве 25 т/ч в модернизированном котле достигается за счет включения в испарительные контуры фронтального и заднего топочного экрана, что потребовало установки дополнительного выносного циклона 1 с двухступенчатой сепарацией пара.

Для уменьшения непрерывной продувки в модернизированном котле применено двухступенчатое испарение, и солевым отсеком являются боковые экраны топки, включенные на два выносных циклона 2. Перевод котла из одного режима работы в другой осуществляется путем снятия и установки заглушек на внутрикотловых соединительных трубопроводах.

Гидравлическая схема водогрейного контура модернизированного котла КВП-30/8 изображена на рис. 3.32.

При работе в комбинированном режиме с выдачей максимального количества пара все топочные экраны выключаются из водогрейного контура путем установки заглушек и закрытия входных и выходных задвижек 8 и 9. Устанавливаются также заглушки 6 и 10 на перепускных линиях. Открываются входные и выходные задвижки 7, что позволяет оставить в водогрейном контуре только экранные и конвективные поверхности, расположенные в опускной шахте котла (4 и 5).

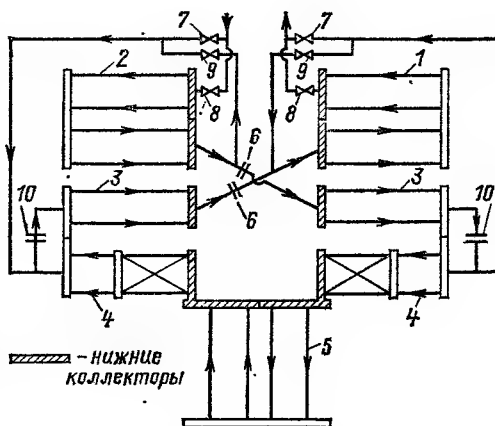


Рис. 3.32. Гидравлическая схема водогрейного контура модернизированного комбинированного котла КВП-30/8.

1 — фронтальный топочный экран; 2 — задний топочный экран; 3 — боковые топочные экраны; 4 — поверхности нагрева конвективной шахты; 5 — задний экран конвективной шахты; 6—9 — заглушки и задвижки, установленные на нижних трубопроводах котла; 10 — заглушки на верхних перекидных трубопроводах котла.

При оставлении в паровом контуре только боковых топочных экранов открываются задвижки 8 и 9, устанавливаются заглушки 6 и 10 и закрываются задвижки 4, 7. При такой схеме включенными в водогрейный контур остаются фронтальный, задний топочные экраны и конвективная шахта (1, 2, 4 и 5).

Переход на чисто водогрейный режим требует открытия задвижек 8, закрытия задвижек 7 и 9, а также снятия заглушек 6 и 10. Кроме того, все элементы парового контура отключаются путем установки соответствующих заглушек. Перевод котла с одного режима на другой требует кратковременного останова для проведения всех операций по установке и снятию соответствующих заглушек.

Характеристика работы модернизированного котла КВП-30/8 приведена на рис. 3.33. При работе котла на газе номинальная нагрузка составляет 40 Гкал/ч, причем в случае комби-

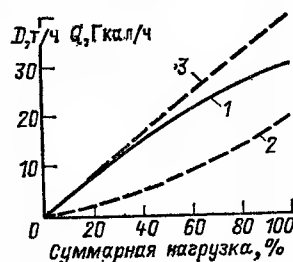


Рис. 3.33. Характеристика работы модернизированного комбинированного котла КВП-30/8.

1 — паропроизводительность контура при работе всех топочных экранов; 2 — теплопроизводительность (по горячей воде) в комбинированном режиме работы; 3 — теплопроизводительность котла при работе в чисто водогрейном режиме.

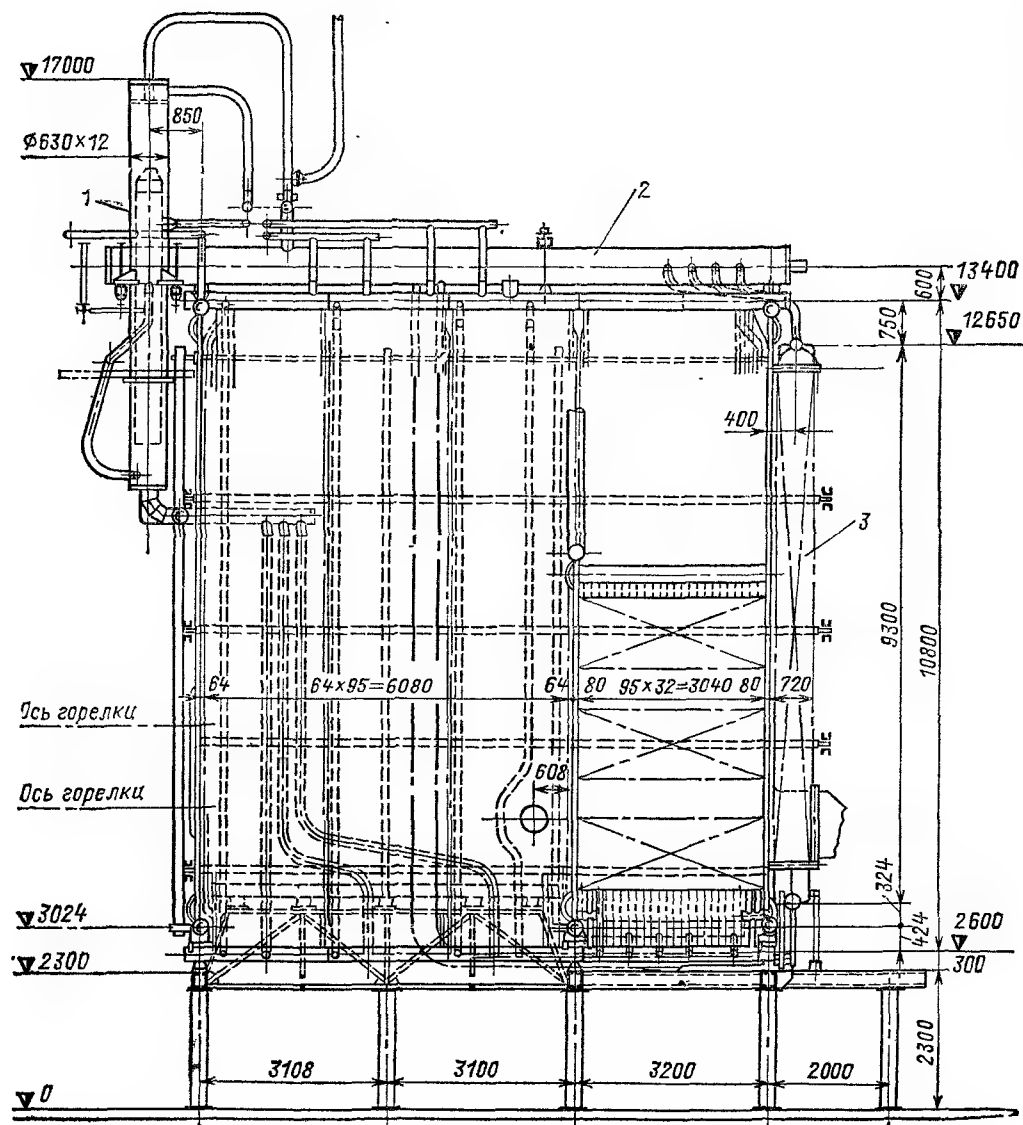


Рис. 3.34. Комбинированный котел КТК-100.

1 — выносные циклоны; 2 — уравнивающие емкости; 3 — дополнительная шахта.

нированного режима (с включением всех топочных экранов в паровой контур) максимальная паровая нагрузка может достигать 30 т/ч.

При включении в паровой контур только боковых топочных экранов паровая нагрузка при номинальной производительности не превышает 10,0 т/ч.

При снижении суммарной нагрузки до 60% номинальной, нагрузка парового контура составляет около 20 т/ч, а нагрузка по горячей воде — около 8 Гкал/ч.

По проекту института «Энергомонтажпроект» и Дорогобужского котель-

ного завода на базе серийного водогрейного котла КВ-ГМ-100 изготовлены два комбинированных теплофикационных котла КТК-100. По разработанной ВЗПИ циркуляционной и сепарационной схемам парового контура эти котлы с двухступенчатой схемой испарения смонтированы и работают в центральной котельной Воркутинской ТЭЦ.

Металлическая часть этого комбинированного котла (рис. 3.34) полностью использует все унифицированные элементы и узлы трубной системы поверхностей нагрева водогрейного котла КВ-ГМ-100 и отличается от

него лишь тем, что для сепарации пара и работы парового контура с фронта котла установлены три выносных циклона из труб $\varnothing 635 \times 16$ мм. Из труб такого же диаметра выполнены две уравнильные емкости, расположенные сверху параллельно оси котла.

Кроме того, для обеспечения надежности эксплуатации парового контура верхние и нижние коллекторы боковых экранов вынесены из топочной камеры и газового омывания.

Для увеличения гибкости регулирования работы парового контура непосредственно за конвективной водогрейной шахтой расположена небольшая дополнительная шахта (шириной 2200 мм, глубиной 700 мм), в которой расположены конвективные испарительные поверхности, выполненные из вертикальных труб $\varnothing 28 \times 3$ мм, высотой $H=8,0$ м, общей поверхностью нагрева $H=300$ м².

В паровой контур включены фронтальный и боковые топочные экраны. Задний топочный экран в данном котле включен в водогрейный контур. Для уменьшения солесодержания котловой воды в боковых экранах и предупреждения железистых отложений в наиболее теплонапряженных трубах этих экранов оба боковых экрана включены на крайние выносные циклоны и представляют собой чистый отсек парового контура.

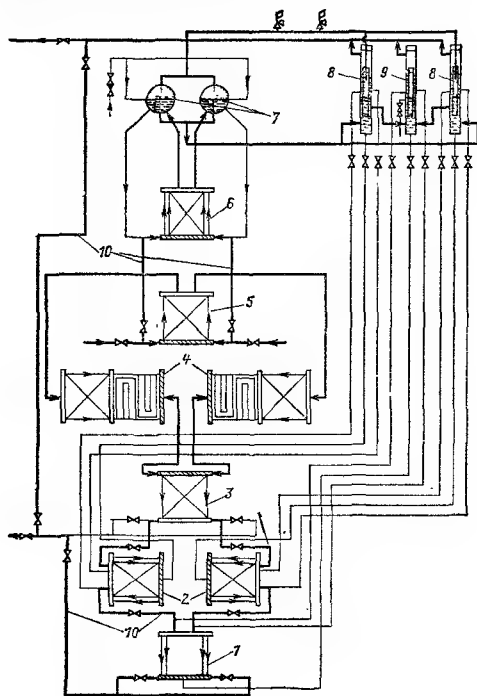


Рис. 3.35. Принципиальная схема котла КТК-100.

1 — фронтальный экран; 2 — боковой экран; 3 — задний экран; 4 — конвективные поверхности нагрева; 5 — задний экран конвективной шахты; 6 — конвективная шахта парового контура; 7 — уравнильные емкости парового контура; 8 — выносные циклоны чистого отсека; 9 — выносной циклон солевого отсека; 10 — дополнительные трубопроводы.

Принципиальная схема комбинированного теплофикационного котла КТК-100 изображена на рис. 3.35.

Вся питательная вода из уравнильных емкостей поступает в циклоны 8, из которых котловая вода направляется в средний циклон 9, который включен на фронтальный экран, представляющий собой солевой отсек парового контура; непрерывная продувка парового контура осуществляется из среднего циклона солевого отсека. Испарительный конвективный пучок снабжается опускными трубами из уравнильных емкостей. В зависимости от количества дымовых газов, пропускаемых через этот дополнительный конвективный пучок, изменяется паропроизводительность парового контура.

При таком пропуске дымовых газов через этот пучок он работает как подогреватель питательной воды.

Ввод всей питательной воды парового контура осуществляется в обе уравнильные емкости, которые связаны питательными линиями с циклонами чистого отсека. Нижние коллекторы конвективного испарительного пучка связаны с уравнильными емкостями необогреваемыми опускными трубами.

Устанавливая дополнительные подводящие и перепускные линии 10 с заглушками в паровом и гидравлическом водогрейном контурах котел КТК-100 может из комбинированного режима переводиться при необходимости в чисто водогрейный режим, как это показано на схеме (рис. 3.35). При работе котла в чисто водогрейном режиме теплопроизводительность его может быть повышена до 120 Гкал/ч.

Характеристика работы котла КТК-100 представлена на рис. 3.36 при работе в комбинированном режиме.

Максимальная паропроизводительность парового контура при номинальной нагрузке котла достигнет 70 т/ч при давлении пара 14—24 кгс/см². Регулируя газовыми шиберами пропуск дымовых газов через водогрейную и паровую конвективные шахты, имеется возможность поддерживать постоянной паровую нагрузку около 50 т/ч

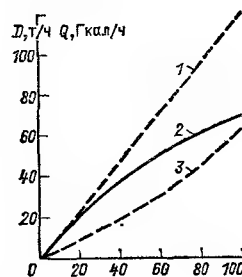


Рис. 3.36. Характеристика работы котла КТК-100.

1 — теплопроизводительность при работе в чисто водогрейном режиме; 2 — паропроизводительность парового контура при включении экономайзера; 3 — теплопроизводительность водогрейного контура.

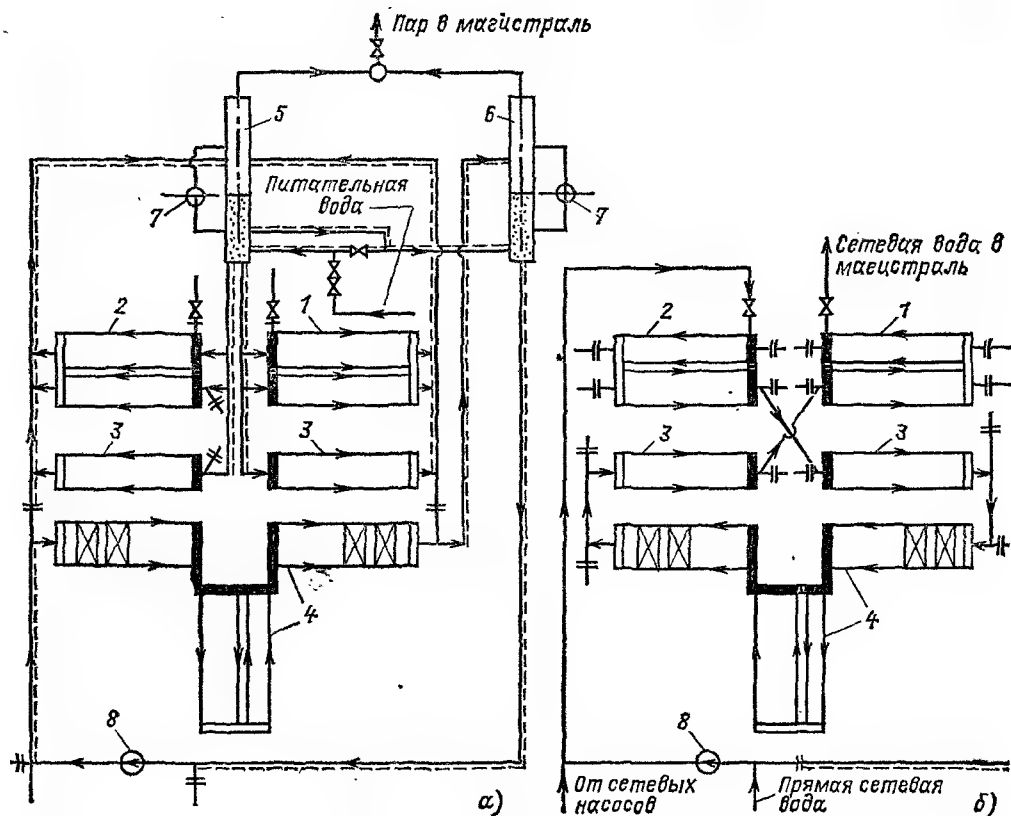


Рис. 3.37. Принципиальная схема работы котла ПТВМ-30-М в чисто паровом и водогрейном режимах.

а — паровой режим; б — водогрейный режим; 1 — фронтальный экран топки; 2 — задний экран топки; 3 — боковые экраны топки; 4 — поверхности нагрева конвективной шахты; 5 — выносной циклон топочной шахты; 6 — выносной циклон конвективной шахты; 7 — уравнивательные емкости; 8 — рециркуляционный насос. Обозначения: — — — котловая вода; — — — заглушки; — дополнительные соединительные трубопроводы котла.

при изменении суммарной нагрузки котла от 100 до 50 % номинальной. Водогрейная нагрузка при этом снижается от 60 до 18 Гкал/ч. Автоматизация работы котла осуществляется по отпуску горячей воды, излишки технологического пара при таком регулировании автоматически направляются в пароводяной подогреватель обратной сетевой воды. Следует отметить, что КПД таких комбинированных котлов при номинальной тепловой нагрузке не отличается от КПД при работе в чисто водогрейном режиме. Однако установка даже небольших дополнительных конвективных поверхностей нагрева, как это, например, осуществлено в комбинированном котле КТК-100, повышает КПД котла при чисто водогрейном режиме и номинальной нагрузке на 1—1,3 %, а при сохранении неизменным КПД водогрейного котла имеется возможность

повышения нагрузки котла КТК-100 до 120 Гкал/ч.

Недостатком описанных комбинированных котлов (КВП-30/8 и КТК-100) является невозможность даже при небольшой суммарной теплопроизводительности их обеспечивать работу котлов в чисто паровом режиме, т. е. всегда имеется, хотя и небольшая, выдача горячей воды. При более развитых поверхностях нагрева в дополнительной конвективной шахте, чем это имеется, например, в котлах КТК-100, нагрузка по горячей воде не может быть уменьшена ниже 2—5 % номинальной суммарной нагрузки комбинированного котла.

В связи с этим представляют интерес разработки, выполненные ВЗПИ и Дорогобужским котельным заводом, по осуществлению перевода серийных водогрейных котлов в чисто паровой режим, без применения каких-либо

дополнительных конвективных шахт.

На рис. 3.37 представлена принципиальная схема работы модернизированного водогрейного котла ПТВМ-30-М как в чисто паровом, так и в чисто водогрейном режимах.

Для обеспечения работы котла ПТВМ-30-М в чисто паровом режиме котел должен быть снабжен паровым контуром, состоящим из двух выносных циклонов и двух уравнильных емкостей, изготовленных из труб $\varnothing 635 \times 14$ мм. Выносной циклон 5 и уравнильная емкость 7 включены в циркуляционные контуры топочных экранов (1, 2 и 3) с естественной циркуляцией. Поверхности нагрева конвективной шахты 4 работают как паровой контур с многократной принудительной циркуляцией и включены на выносной циклон 6 и отдельную уравнильную емкость 7. Многократная принудительная циркуляция создается рециркуляционным насосом 8.

При работе на мазуте котел может выдавать пара около 60 т/ч, а при работе на природном газе — до 70 т/ч. Давление пара в зависимости от потребителей может колебаться от 14 кгс/см² до 24 кгс/см².

Работа котла в водогрейном режиме (см. рис. 3.37, б) сохраняется полностью по схеме серийного котла ПТВМ-30-М. Следует отметить, что для работы котла в обоих режимах без каких-либо переделок используются все унифицированные элементы и трубы серийного котла ПТВМ-30-М. Для создания парового контура, состоящего из указанных выше циклонов, уравнильных емкостей, требуется, кроме того, установка в пределах котла дополнительных наружных соединительных трубопроводов.

В качестве циркуляционных насосов для контура с многократной принудительной циркуляцией могут быть использованы рециркуляционные насосы НКУ-250, включенные в тепловую сеть при работе котла в водогрейном режиме.

Для перехода с одного режима работы на другой необходим кратковременный останов котла, спуск воды и смена заглушек на наружных соединительных трубопроводах.

На рис. 3.38 приведена принципиальная схема модернизации водогрейного котла типа КВ-ГМ-100 для работы его как в водогрейном, так и паровом режиме.

Все топочные экраны при работе в паровом режиме включаются на выносные циклоны 6 как безбарбанные контуры с естественной циркуляцией; поверхности нагрева конвективной шахты как контуры с многократной принудительной циркуляцией включаются на циклоны 7, причем в качестве циркуляционных

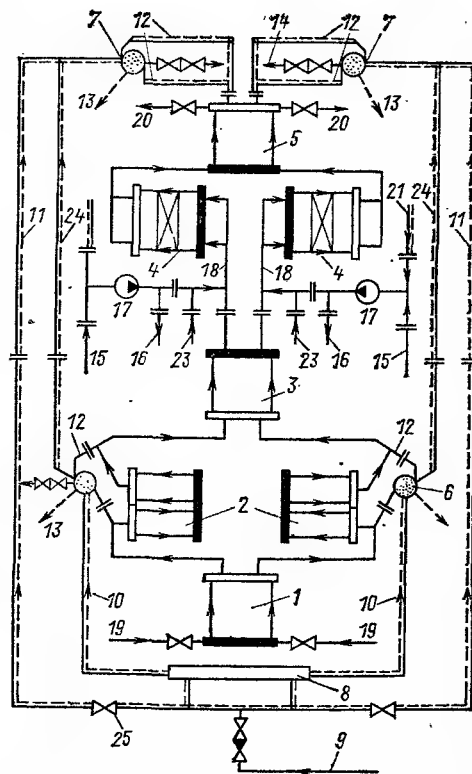


Рис. 3.38. Принципиальная схема модернизации водогрейного котла КВ-ГМ-100 для работы его в чисто паровом режиме (условные обозначения — см. рис. 3.37).

1 — фронтальный экран; 2 — боковые топочные экраны; 3 — задний топочный экран; 4 — конвективные поверхности; 5 — задний экран конвективной шахты; 6 — выносные циклоны чистого отсека; 7 — выносные циклоны конвективной шахты (солевой отсек); 8 — уравнильная емкость; 9 — подвод питательной воды; 10 — питание топочного парового контура; 11 — питание конвективной шахты; 12 — подвод пароводяной смеси; 13 — выход пара в сборный коллектор; 14 — непрерывная продувка; 15 — сетевая вода из магистралей горячей воды; 16 — в магистраль обратной воды; 17 — рециркуляционные насосы; 18 — перепускные трубы между нижними коллекторами; 19 — обратная вода после сетевых насосов; 20 — выход воды из котла; 21 — котловая вода из конвективной шахты; 22 — выход котловой воды от насосов 17; 23 — обратная вода после сетевых насосов; 24 — непрерывная продувка чистого отсека; 25 — регулирующие клапаны.

насосов используются рециркуляционные насосы 17, установленные в тепловой сети. Питательная вода поступает в циклоны 6, и все топочные экраны являются таким образом первой ступенью испарения. Питание солевого отсека осуществляется путем подачи котловой воды из циклонов 6 в циклоны 7, и конвективная шахта является второй ступенью испарения. Для поддержания необходимой кратности солесодержаний первой и второй ступеней испарения с помощью регулирующего клапана 25 солевой отсек может подпитываться питательной водой по линии 11, что позволяет уменьшать величину продувки чистого отсека. При работе котла в чисто паровом режиме непрерывная продувка котла осуществляется из циклонов 7 по линии 14.

Опытный головной образец модернизированного котла КВ-ГМ-100 в на-

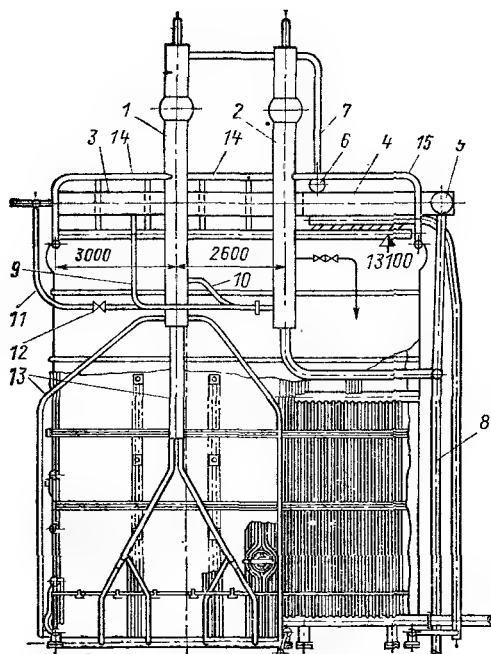


Рис. 3.39. Общий вид водогрейного котла KB-ГМ-100, модернизированного для работы в паровом режиме.

1 — выносной циклон чистого отсека (топки); 2 — выносной циклон солевого отсека (конвективная шахта); 3 — уравнивательная емкость чистого отсека; 4 — уравнивательная емкость солевого отсека; 5 — дополнительная водяная емкость солевого отсека; 6 — сборный паровой коллектор; 7 — паропроводы от циклонов; 8 — подвод котловой воды к рециркуляционным насосам; 9 — подвод питательной воды к циклонам 1; 10 — линия продувки чистого отсека; 11 — подвод питательной воды в солевой отсек; 12 — регулирующий клапан; 13 — опускные линии контура с естественной циркуляцией; 14 — подводящие линии к циклону 1; 15 — подводящие линии к циклону 2.

стоящее время изготавливается Дорогобужским котельным заводом по разработкам и исследованиям, проведенным ВЗПИ.

На рис. 3.39 представлен общий вид модернизированного водогрейного котла KB-ГМ-100. В отличие от серийного водогрейного котла KB-ГМ-100, в модернизированном котле для обеспечения надежности эксплуатации его в паровом режиме верхние и нижние коллекторы боковых экранов вынесены из топочной камеры. Верхний коллектор заднего топочного экрана также вынесен за пределы топочной камеры.

Этот экран на повороте газов в конвективную шахту разводится в трехрядный фестон. Кроме указанных изменений все поверхности нагрева серийного водогрейного котла полностью сохраняются без каких-либо переделок.

Котел снабжается двумя уравнивательными емкостями 3 и 4 для контуров с естественной

и принудительной циркуляцией. Кроме того, в контуре многократной принудительной циркуляции установлена дополнительная водяная емкость 5. Все уравнивательные емкости и циклоны выполняются из труб $\varnothing 635 \times 14$ мм. Соединительные трубопроводы котла размещаются снаружи обмуровки, и при переводе котла из одного режима работы в другой все фланцы с заглушками расположены в доступных местах.

В топочной камере устанавливаются три газомазутные горелки РГМГ-30 с ротационными форсунками, однако при работе на мазуте более целесообразно устанавливать взамен указанных форсунок паромеханические форсунки типа «Титан». При работе в чисто водогрейном режиме модернизированный котел KB-ГМ-100 обеспечивает номинальную теплопроизводительность 100 Гкал/ч; в чисто паровом режиме номинальная паропроизводительность котла составляет 120—150 т/ч при давлении 14—24 кгс/см² при работе как на мазуте, так и природном газе.

Проведенные расчеты показывают, что при проведении модернизации котла KB-ГМ-100, обеспечивающей ему возможность работы в чисто паровом режиме, на изготовление парового контура (выносные циклоны, уравнивательные емкости и соединительные трубопроводы в пределах котла) расход металла составляет 0,2—0,25 т на 1 т вырабатываемого пара. Указанный расход в 15—20 раз ниже удельного расхода металла в паровых барабанных котлах низкого давления.

Опыт изготовления Дорогобужским котельным заводом комбинированных пароводогрейных котлов KBП-30/8 и КТК-100 показал, что удельный расход дополнительного металла на создание парового безбарабанного контура в серийных водогрейных котлах колеблется от 0,4 до 0,5 т на 1 т вырабатываемого пара. Это в 6—7 раз ниже удельного расхода металла в паровых барабанных котлах низкого и среднего давления.

В табл. 3.16 приведено сопоставление расхода металла на изготовление водогрейного котла KB-ГМ-100, комбинированного котла КТК-100 и паровых барабанных котлов паропроизводительностью 50 и 75 т/ч.

Из таблицы видно, что общий расход металла на комбинированный котел КТК-100 незначительно отличается от расхода металла на чисто водогрейный котел KB-ГМ-100, в результате чего удельный расход металла на 1 Гкал/ч в комбинированном котле в 3—4 раза ниже, чем в паровых барабанных котлах.

Проведенные институтом Латгипромом технико-экономические расче-

Таблица 3.16. Сопоставление расхода металла на изготовление водогрейных комбинированных пароводогрейных и паровых барабанных котлов

Наименование	Марка котла				
	КВ-ГМ-100	Комбинированный пароводогрейный КТК-100	ГМ-50-14	Е-50-40	БКЗ-75-39ГМ
Суммарная теплопроизводительность, Гкал/ч	100	100	—	—	—
Максимальная паропроизводительность, т/ч	—	70	50	50	75
Постоянная паропроизводительность при изменении суммарной нагрузки комбинированного котла в пределах 50—100 % номинальной, т/ч	—	50	—	—	—
Давление пара, кгс/см ²	—	14—23	14	40	40
Общая масса металлической части котла, т	118	148	139	154	263
Масса металла, т на 1 Гкал/ч	1,18	1,48	4,6	4,8	5,5

ты показали, что себестоимость теплоты, вырабатываемой в котельных с комбинированными котлами, на 15—20 % ниже себестоимости теплоты, вырабатываемой в аналогичных котельных с установкой в них паровых и водогрейных котлов.

Расчеты ВНИПИэнергопрома [15]

показали, что применение на ТЭЦ комбинированных котлов вместо водогрейных и паровых уменьшает капитальные вложения на 1 Гкал/ч до 3500 руб., годовой экономический эффект составляет около 1500 руб. на единицу установленной мощности паровой котельной.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ГАЗА, МАЗУТА И ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

4.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ГАЗОМАЗУТНЫХ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Газомазутные горелочные устройства должны обеспечивать оптимальные условия для правильного смешения топлива с воздухом, горения смеси и передачи теплоты от факела к тепловоспринимающим поверхностям нагрева. К ним предъявляются следующие основные требования:

длина горящего факела не должна превышать значения, определяемого размерами топочной камеры;

значения коэффициента избытка воздуха должны выбираться такими, чтобы обеспечивалась минимальная потеря теплоты от химической неполноты сгорания, содержание токсичных и коррозионно-активных соединений в топочных газах не превышало предельно допустимых значений;

температурные и скоростные поля в различных сечениях топки должны быть максимально выровнены с тем, чтобы не было локальных перегревов экранных поверхностей нагрева, вызываемых постоянным омытием факелом отдельных экранных труб котла или чрезмерным приближением факела к экрану.

Газовые горелки различаются по способу смешения сжигаемого газа с воздухом. Существуют следующие основные группы горелочных устройств.

1. К первой группе относятся горелочные устройства, газ и воздух в которых предварительно не смешиваются и подаются в топку отдельными потоками. От условий последующего смешения газа с воздухом в самом факеле зависит длина диффузионного факела, а также его светимость при сжигании богатых углеводородами газов.

2. Ко второй группе относятся горелочные устройства, которые обеспечивают поступление в зону горения потока газовой смеси, содержащей весь необходимый для горения воздух, но конструкция (длина) смесителя обеспечивает только предварительное грубое смешение газа с воздухом. Последующее более тонкое смешение происходит одновременно с горением, т. е. в самом факеле.

3. К третьей группе относятся горелки, в которых весь воздух предварительно хорошо смешивается с газом в специальных смесителях до поступления в топку, а горение турбулентной газовой смеси происходит в сравнительно коротком, слабосветящемся факеле.

Кроме этих трех основных методов сжигания газа, применяется ряд промежуточных методов (например, сжигание газа в подовых, плоскопламенных и других горелках), отличающихся друг от друга степенью завершенности смешения газа с воздухом.

В промышленных котельных наибольшее распространение получили горелки с подачей газа периферийно или центрально в поток воздуха. Такие горелки могут быть отнесены ко второй группе.

Приемлемая степень начального смесеобразования, по данным ряда исследователей, получается при значениях $L_c/D_c = 0,65 \div 1,8$, где L_c — расстояние от газоразрывных щелей до выходного сечения цилиндрической части горелочной амбразуры, а D_c — диаметр амбразуры. Минимальные значения $L_c/D_c = 0,65$ получены при сжигании природного газа.

В зависимости от способа распыливания мазута форсунки делятся на:

- механические (за счет давления мазута);
- паровые (за счет давления паровой струи);
- паромеханические;
- воздушные высоконапорные или низконапорные;
- ротационные (центробежные).

Совершенство конструкции любой форсунки оценивается по тонкости и однородности распыливания, которые форсунка может обеспечивать. Важным качеством является возможный предел регулирования форсунки, т. е. ее минимальная производительность,

при которой сохраняется высокое качество распыливания.

К достоинствам ротационных форсунок можно отнести бесшумность в работе, широкий диапазон регулирования, а также экономичность их эксплуатации, так как расход энергии на распыливание значительно ниже, чем при механическом, паровом или воздушном распыливании. Недостатком механических форсунок является резкое ухудшение качества распыливания при снижении давления мазута до $10\text{--}12 \text{ кгс/см}^2$, что не позволяет снижать производительность форсунки более чем до $75\text{--}80\%$ номинальной. Регулирование нагрузки котла с механическими форсунками производится поэтому отключением или включением различного количества горелок. Такой способ регулирования работы котла исключает возможность постоянного поддержания в топочной камере минимальных избытков воздуха, необходимых для предотвращения образования окислов, определяющих скорость коррозии холодных конвективных поверхностей нагрева.

Паровые форсунки проще механических по конструкции и в обслуживании. Пределы регулирования паровых форсунок значительно выше, что является большим их достоинством, особенно для котлов, работающих с переменным графиком нагрузки. Однако, наряду с этими достоинствами, паровые форсунки имеют недостаток, заключающийся в большом расходе пара на распыливание, достигающем $2\text{--}3\%$ всего пара, вырабатываемого котлом. Кроме того, расширение паровой струи в форсунке сопровождается сильным шумом. На крупных котлах форсунки такого типа применяются только в качестве растопочных.

В последнее время получили распространение так называемые паромеханические форсунки, которые работают при умеренном давлении мазута — $16\text{--}20 \text{ кгс/см}^2$. Обеспечение широкого диапазона регулирования такого типа форсунок ($10\text{--}100\%$) достигается сравнительно незначительным дополнительным расходом пара на распыливание (до $0,05 \text{ кг/кг}$ мазута).

Распыливание мазута может также производиться воздухом достаточно высокого давления. Однако такого типа форсунки не получили большого

распространения, так как в этом случае необходимо иметь специальные воздушные компрессоры, наличие которых неоправданно усложняет и снижает надежность эксплуатации котельных. В установках малой мощности применяются форсунки с распыливанием мазута посредством воздуха низкого давления, которое могут обеспечивать обычные дутьевые вентиляторы.

В воздушных распылителях низкого давления эффективное распыливание достигается при пропуске через форсунки всего воздуха, необходимого для полного сгорания мазута. По существу, воздушная форсунка низкого давления представляет собой горелку, в которой воздушный регистр органически сочетается с распылителем.

В настоящее время широкое применение находят ротационные форсунки, в которых распыливание жидкого топлива осуществляется за счет сбрасывания пленки мазута с быстро вращающегося стакана, на который вытекает мазут, подаваемый под небольшим давлением.

Ротационные форсунки при низком давлении мазута (не выше 4 кгс/см^2) имеют широкий диапазон регулирования — от 10 до 100% номинальной производительности.

Горелочные устройства водогрейных и промышленных паровых котлов выполняются, как правило, комбинированными, обеспечивающими сжигание как газа, так и мазута (раздельно или совместно) с применением форсунок различного типа.

4.2. КОНСТРУКЦИИ ГАЗОМАЗУТНЫХ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Газомазутные горелки [19] типов ГМ и ГМП предназначены для раздельного сжигания природного газа и мазута. Горелки типа ГМ выпускаются четырех типоразмеров: ГМ-2,5; ГМ-4,5; ГМ-7; ГМ-10 и устанавливаются на паровых котлах паропроизводительностью 4; 6,5; 10 и 16 т/ч. На котлах типа ДЕ производительностью 16 и 25 т/ч аналогичные горелки ГМП-10 и ГМП-16 устанавливаются с камерой предварительной газификации (см. § 4.3).

Конструкции всех типов горелок ГМ и ГМП одинаковы. Общий вид горелки типа ГМ представлен на рис. 4.1.

Горелка состоит из форсуночного узла, периферийной газовой части и однозонного воздушнонаправляющего устройства.

В форсуночный узел входит паромеханическая форсунка и устройство, предусматривающее установку сменной форсунки, которая включается на непродолжительное время, необходимое для замены основной форсунки. Паромеханическая форсунка состоит из распыливающей головки, ствола и корпуса.

Распыливающая головка является основным узлом форсунки и состоит из парового и топливного завихрителей, распределительной шайбы, прокладки, втулки и накидной гайки. Мазут проходит по внутренней трубе ствола и попадает в топливную ступень форсунки. Пар проходит по наружной трубе ствола и попадает в паровую ступень форсунки.

Газовая часть горелки состоит из газового кольцевого коллектора с газовыдающими отверстиями и газоподводящей трубы. Коллектор в сечении имеет прямоугольную форму. К торцу его приварен кольцевой обод полукруглой формы. Внутри коллектора имеется разделительная обечайка, которая способствует

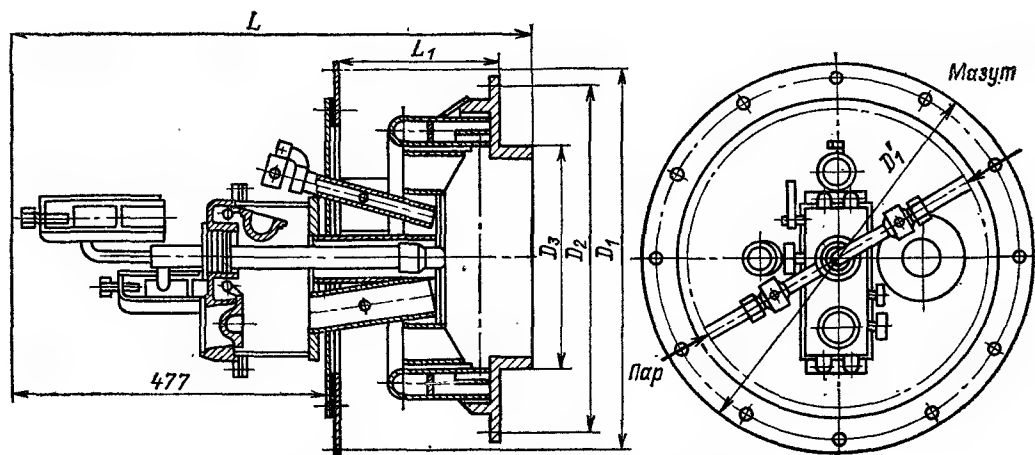


Рис. 4.1. Газомазутная горелка типа ГМ.

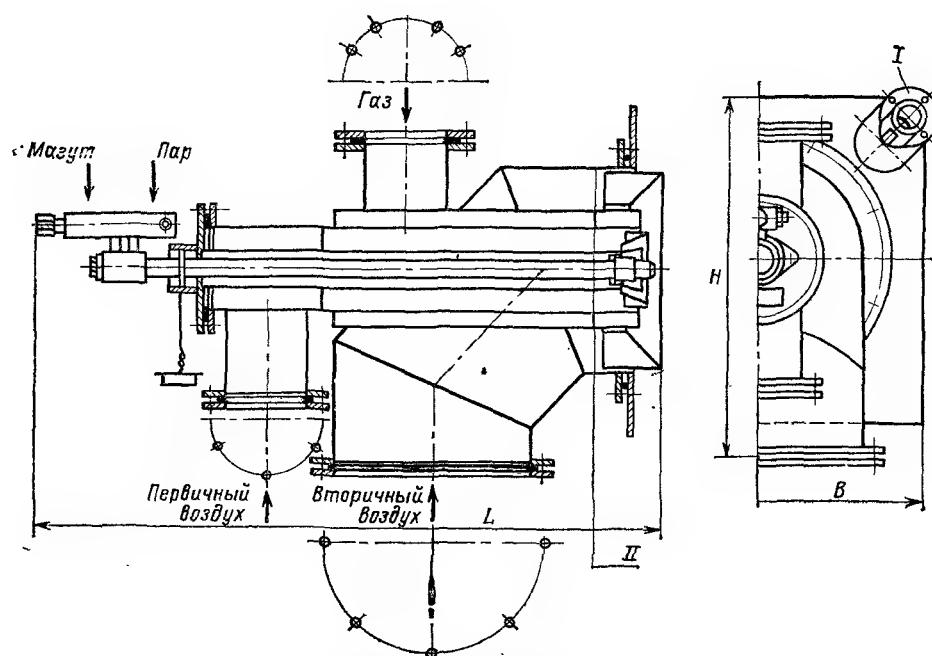


Рис. 4.2. Газомазутная горелка типа ГМГ.

I — расположение стакана при установке запальника с фотодатчиком для горелки с левым вращением воздуха (для горелки с правым вращением воздуха стакан при установке запальника с фотодатчиком расположен слева вверху); *II* — линия установки штуцера для замера давления вторичного воздуха.

ет более равномерному распределению газа по коллектору.

Воздухонаправляющее устройство представляет собой лопаточный завихритель осевого типа с профильными лопатками, установленными под углом 45°.

Техническая характеристика горелок типа ГМ приведена в табл. 4.1.

НПО ЦКТИ совместно с заводом «Ильмарине» и Белгородским заводом «Энергомаш» выполнены работы по совершенствованию, унификации и исследованию широко применяющихся в промышленной энергетике газомазутных горелок типа ГМГ. В настоящее

Таблица 4.1. Техническая характеристика газомазутных горелок типа ГМ

Наименование	Марка горелки				
	ГМ-2,5	ГМ-4,5	ГМ-7	ГМ-10	ГМП-16
Теплопроизводительность, Гкал/ч	2,5	4,5	7	10	16
Пределы рабочего регулирования	0,3—1,0				
Давление мазута, кгс/см ²	20				
Давление пара на распыливание, кгс/см ²	1—5				
Давление газа, кгс/м ²	2500				
Вязкость мазута, °ВУ	3				
Сопротивление воздухоманавливающего устройства (при $t_a = 30^\circ\text{C}$), кг/см ²	80	90	110	160	400*
Коэффициент избытка воздуха за топкой:					
для мазута	1,1				
для газа не ниже	1,05				
Масса горелки, кг	115	136	162	136	163
Длина L , мм	800	840	910	840	910
Размер L_1	260	300	370	300	370
D_1	642	728	850	728	850
D_2	545	630	715	630	715
D_3	312	407	458	407	458
D_1'	685	770	885	770	885

* Приводится аэродинамическое сопротивление по первичному воздуху.

Таблица 4.2. Техническая характеристика газомазутных горелок типа ГМГм

Наименование	Марка горелки				
	ГМГ-1,5 м	ГМГ-2м	ГМГ-4м	ГМГ-5м	
Теплопроизводительность, Гкал/ч	1,35	1,5	2,0	4,0	5,0
Пределы рабочего регулирования	0,25—1,0	0,2—1,0	0,2—1,0	0,2—1,0	0,2—1,0
Давление, кгс/см ² :					
мазута	12	16	20	20	20
пара на распыливание			1,0—2,0		
Давление газа, кгс/м ²	380	500	380	380	380
Вязкость мазута, °ВУ			3		
Аэродинамическое сопротивление горелки (при $t_{\text{в}}=20^{\circ}\text{C}$), кгс/м ²	90	120	120	120	120
Коэффициент избытка воздуха:					
для мазута			1,15		
для газа			1,05		
Габаритные размеры, мм:					
длина L	968	968	968	1205	1217
ширина B	500	500	500	600	600
высота H	500	500	500	660	660
Масса горелки, кг	82	82	82	135	135

время на базе этих горелок заводом «Ильмарине» разработаны и серийно изготавливаются горелки типа ГМГм, предназначенные для раздельного сжигания мазута и природного газа (рис. 4.2). Горелка состоит из паромеханической форсунки, центральной газовой части и двухзонного воздухонаправляющего устройства.

Газовая часть горелки с центральной раздачей газа состоит из подводящего газопровода и газораспределительного устройства. Основными частями устройства являются газовые насадки с отверстиями, через которые часть газа подается в сторону первичного, другая часть газа — в сторону вторичного воздуха.

Воздухонаправляющее устройство (зона) первичного воздуха состоит из подводящего трубопровода и лопаточного завихрителя тангенциально-аксиального типа с прямыми лопатками, установленными под углом 60° . Зона вторичного воздуха образуется подводящим трубопроводом и лопаточным завихрителем аксиального типа с прямыми лопатками, установленными под углом 45° . Закрутка первичного и вторичного воздуха производится в одну сторону. Горелки изготавливаются следующих типоразмеров: ГМГ-1,5м; ГМГ-2м; ГМГ-4м и ГМГ-5м.

Техническая характеристика горелок приведена в табл. 4.2.

В качестве растопочных форсунок для проточных пылеугольных горе-

лок могут применяться плоскофакельные паромеханические форсуноки.

На рис. 4.3 представлена головка такой форсунки конструкции ЦКТИ.

При давлении мазута до 6 кгс/см² рекомендуется конструкция распределителя без прокладки, а при больших давлениях — с прокладкой. Указанный тип форсунки имеет широкий диапазон регулирования. Расход распыливаемого пара при давлении 6—10 кгс/см² на форсунку с круглыми каналами распылителя во всех случаях эксплуа-

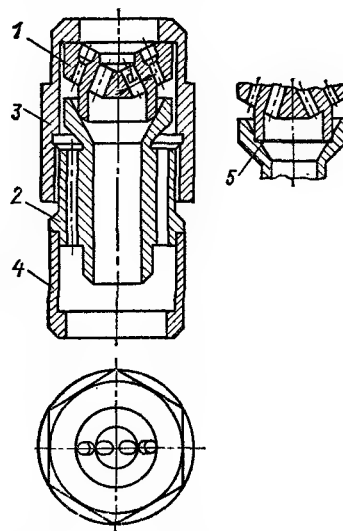


Рис. 4.3. Плоскофакельная паромеханическая форсунка.

1 — распылитель; 2 — корпус; 3 — гайка накидная; 4 — переходник; 5 — прокладка.

Таблица 4.3. Основные характеристики плоскофакельных паромеханических форсунок

Расход мазута, т/ч	Давление мазута, кгс/см ²	Диаметр мазутного сопла, мм	Удельный расход пара, кг/кг
0,6	3—4	3	0,20
1,0	3—4	4	0,10
2,0	3—4	5	0,06
2,5	3—4	6	0,05
3,0	4—5	6	0,04
3,5	5—6	6	0,04

тации не превышает значений, указанных в табл. 4.3.

В этой же таблице приведены основные типоразмеры форсунок. Для всех типоразмеров головка одинакова. Распылители форсунок имеют одни и те же габаритные размеры и отличаются только диаметром мазутного сопла, который изменяется от 3 до 6 мм.

Газомазутная горелка с ротационной мазутной форсункой представлена на рис. 4.4.

Такие горелки в основном устанавливаются на водогрейных котлах типа КВ-ГМ, конструктивное оформление горелок одинаково. Основными узлами газомазутной горелки этой серии являются ротационная форсунка с встроенным вентилятором первичного воздуха, газовая часть с периферий-

ным подводом газа и улиточный подвод вторичного воздуха.

Жидкое топливо распыливается ротационной форсункой, основными узлами которой являются ротор, корпус, завихритель первичного воздуха, электродвигатель и клиноременная передача.

Ротор форсунки представляет собой полый вал, на котором закреплены вентилятор первичного воздуха, гайка-питатель и распыливающий стакан.

Полый вал имеет два подшипниковых узла с подшипниками качения, масло- и грязеотбойными кольцами и крышками с лабиринтовыми уплотнениями. Ротор приводится в движение от асинхронного электродвигателя через клиноременную передачу.

Воздух во всасывающий патрубок вентилятора первичного воздуха подается из улиточного короба вторичного воздуха через литой прямоугольный патрубок, имеющий заслонку. Топливо подается по неподвижной консольной топливной трубке, расположенной внутри полого вала, в кольцевую внутреннюю полость гайки-питателя и далее под воздействием центробежных сил по четырем каналам вытекает на внутреннюю поверхность распыливающего стакана. В торце стакана имеются отверстия для прохода части первичного воздуха в воздушные каналы гайки-питателя.

В табл. 4.4 приведена техническая характеристика ротационных горелок теплопроизводительностью 4; 6,5 и 7 Гкал/ч.

Горелочные устройства РГМГ-10, РГМГ-20 и РГМГ-30 показаны на рис. 4.5. Отличительной особенностью этой серии горелок по сравнению с серией,

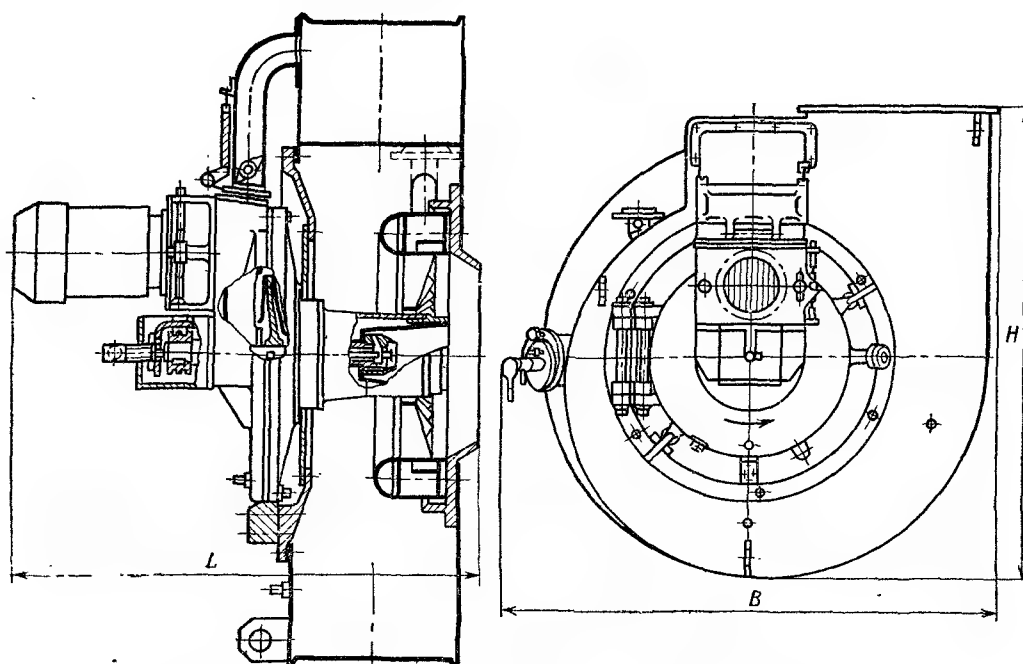


Рис. 4.4. Газомазутные горелки РГМГ-4, РГМГ-6,5 и РГМГ-7.

Таблица 4.4. Техническая характеристика газомазутных горелок типа РГМГ

Наименование	Марка горелки		
	РГМГ-4	РГМГ-6,5	РГМГ-7
Теплопроизводительность, Гкал/ч	4	6,5	7
Пределы рабочего регулирования, %		10—100	
Давление:			
мазута, кгс/см ²		2	
газа, кгс/м ²		1500—3000	
Вязкость мазута перед форсунками, °ВУ		8	
Аэродинамическое сопротивление (при $t_{в}=10^{\circ}\text{C}$), кгс/м ² :			
по первичному воздуху	100	500—530	200
по вторичному воздуху		110	
Характеристика электродвигателя:			
марка	АОЛ-2-31-2-М301	АОЛ-2-32-2М301	АОЛ-2-32-2М301
мощность, кВт	3	4	4
частота вращения, об/мин		2880	
Частота вращения ротора форсунки, об/мин		5000	
Масса горелки, кг	575	650	680
Габаритные размеры, мм:			
длина L	940	1040	1040
ширина B	1510	1510	1510
высота H	1405	1405	1405

представленной на рис. 4.4, является автономный вентилятор первичного воздуха и безулиточный подвод вторичного воздуха. Горелочные устройства этой серии идентичны по конструкции.

Основными узлами горелочного устройства являются: ротационная форсунка, газовая часть периферийного типа, воздухонаправляющее устройство вторичного воздуха и воздухоход первичного воздуха.

Ротор форсунки представляет собой полый вал, на котором закреплены гайки-питатели и распыливающий стакан.

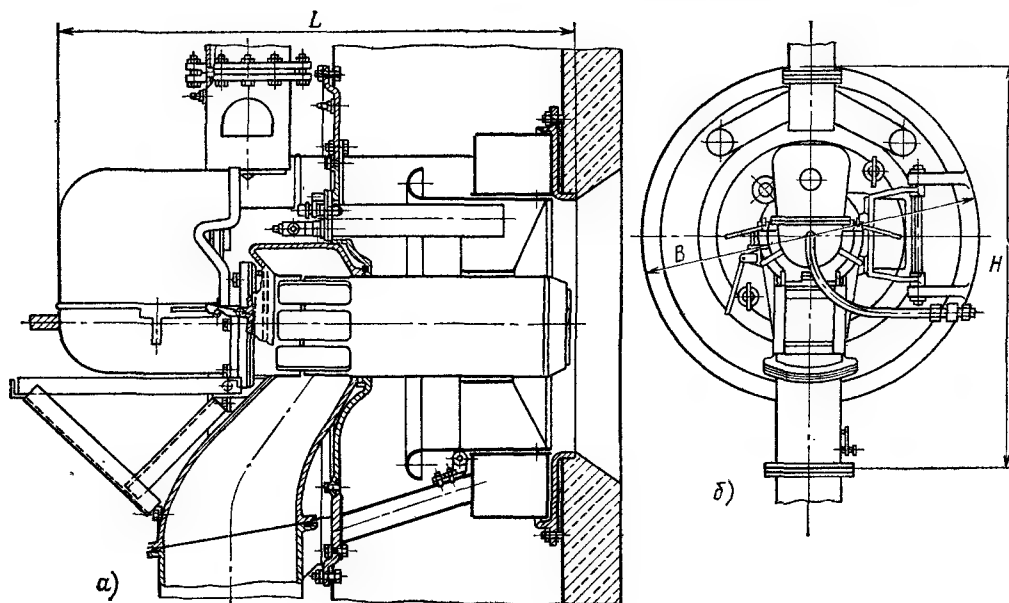


Рис. 4.5. Газомазутные горелки РГМГ-10, РГМГ-20 и РГМГ-30.

a — продольный разрез; $б$ — вид с фронта.

Таблица 4.5. Техническая характеристика газомазутных горелок типа РГМГ

Наименование	Марка горелки		
	РГМГ-10	РГМГ-20	РГМГ-30
Теплопроизводительность, Гкал/ч	10	20	30
Пределы рабочего регулирования		0,1—1,0	
Давление не более:			
мазута, кгс/см ²		2	
газа, кгс/м ²		8	
Вязкость мазута перед форсункой, °ВУ	1500—3000	2000—4000	3000—5000
Аэродинамическое сопротивление горелки (при $t_v=10^\circ\text{C}$), кгс/м ² :			
по первичному воздуху	700	730	900
по вторичному воздуху	105	150	250
Характеристика электродвигателя:			
марка	АОЛ-2-21-2М101	АОЛ-2-22-2М101	АОЛ-2-31-2М101
мощность, кВт	1,5	2,2	3,0
частота вращения, об/мин		2860	
Частота вращения ротора форсунки, об/мин		5000	
Масса горелки, кг	550	700	800
Габаритные размеры, мм:			
длина L	1170	1446	1446
ширина B	1200	1315	1460
высота H	1466	1740	1765

Ротор приводится в движение от асинхронного электродвигателя с помощью клиноременной передачи. В передней части форсунки установлен завихритель первичного воздуха аксиального типа с профильными лопатками, установленными под углом 30° .

Первичный воздух от вентилятора первичного воздуха подается к завихрителю через специальные окна в корпусе форсунки. Воздухонаправляющее устройство вторичного воздуха состоит из воздушного короба, завихрителя аксиального типа с профильными лопатками, установленными под углом 40° , и переднего кольца, образующего устье горелки.

Газовая часть горелки периферийного типа состоит из газораздающей кольцевой камеры с однорядной системой газовыдающих отверстий одного диаметра и двух газоподводящих труб.

Техническая характеристика ротационных горелок этой серии приведена в табл. 4.5.

4.3. ГАЗОМАЗУТНЫЕ ПРЕДТОПКИ И ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ СЖИГАНИЕМ ТОПЛИВА

Повышение тепловой нагрузки сечения и объема топочной камеры ограничивается недопустимым возрастанием локальных тепловых нагрузок отдельных труб топочных экранов. При удельных тепловосприимчивостях экранных труб до $(500\div 600)10^6$ ккал/

/ (м²·ч) происходит быстрое образование железистых или фосфатно-железистых отложений на внутренней поверхности труб, ухудшающих теплопередачу и приводящих в конечном счете к образованию свищей и пережогу экранных труб.

Одним из путей повышения тепловых нагрузок топки без опасения неравномерного обогрева экранных труб при сжигании мазута является применение циклонных предтопок.

В предтопках жидкое топливо хорошо распыливается, газифицируется и в значительной мере сгорает, в результате чего становится возможным сжигание топлива с малыми избытками воздуха ($\alpha_t=1,05\div 1,06$). Применение таких предтопок позволяет поднять тепловые напряжения топочной камеры в 8—10 раз против нормативных, принятых для газомазутных топок с обычными горелками.

На рис. 4.6 представлен циклонный предтопок из двух обечаек, между которыми вварены продольные перегородки, направляющие поток сетевой воды снизу вверх.

На первом водогрейном котле внутренние стенки футерованы по шипам корундовой массой. На последующих котлах предтопки-циклоны нефутеро-

ваны и, как показал опыт эксплуатации, такие циклоны с полностью открытыми внутренними стенками успешно работают как при малых, так и при больших нагрузках.

В переднем плоском днище, охлаждаемом сетевой водой, располагалось выходное отверстие диаметром $d=0,5D$, где D — внутренний диаметр циклона.

В дальнейшем плоское переднее днище заменено круглой амбразурой, образуемой разведенными трубами фронтального экрана, причем с внутренней стороны циклона эти трубы были ошпированы и покрыты корундовой или карборундовой массой. Для ликвидации вибрации, вызываемой циклоном при нагрузках, близких к номинальной, диаметр выходного отверстия необходимо увеличить до значения $d=0,75D$, что обеспечило возможность нормальной работы циклонных предтопок с расчетными тепловыми нагрузками сечения $Q/F=(15\div 16)10^6$ ккал/(м²·ч).

Исследования, проведенные МО ЦКТИ на малогабаритном водогрейном котле в г. Калинин, показывают, что при установке таких циклонных предтопок обеспечивается надежная работа топочных камер с суммарным тепловым напряжением объема около $2\cdot 10^6$ ккал/(м³·ч), причем тепловосприятие экранных труб по всем стенам топочной камеры выравнивается и

удельные тепловые нагрузки труб не превышают $300\cdot 10^3$ ккал/(м²·ч).

Химический недожог непосредственно после циклонной камеры зависит от диаметра выходного отверстия d и при $d=(0,5\div 0,75)D$ обычно не превышает $q_3=2\div 4\%$. Эксплуатация циклонных предтопок с внутренним диаметром 1600 мм и открытыми стенками показала, что они обеспечивают теплопроизводительность 25 Гкал/ч.

Скорость холодного воздуха в соплах на входе в циклоны составляет от 40 до 60 м/с.

Наличие поворотных заслонок в воздушном канале позволяет поддерживать указанную скорость воздуха на входе в циклон постоянной при различных нагрузках котла.

Для лучшего дополнительного распыливания мазута за счет воздушного потока форсунки установлены перпендикулярно потоку воздуха, выходящего из сопл. Практика эксплуатации циклонных предтопок показала целесообразность применения мазутных плоскофакельных форсунок ЦКТИ.

Плоский мазутный факел хорошо пронизывается воздушным потоком,

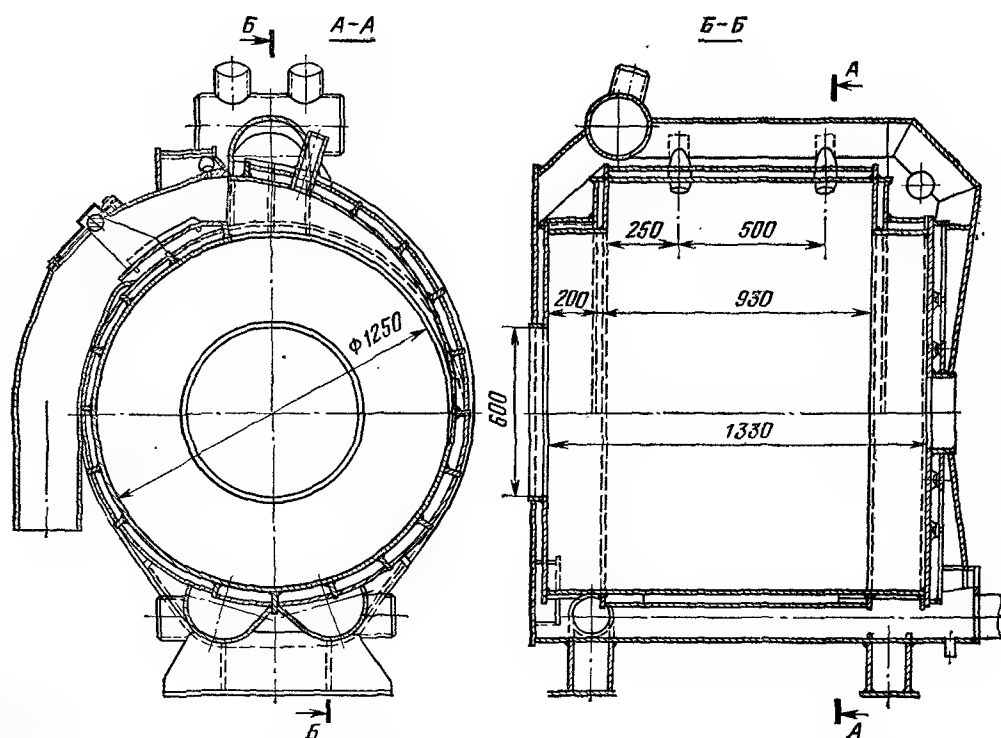


Рис. 4.6. Циклонный предтопок из двух обечаек с охлаждением сетевой водой.

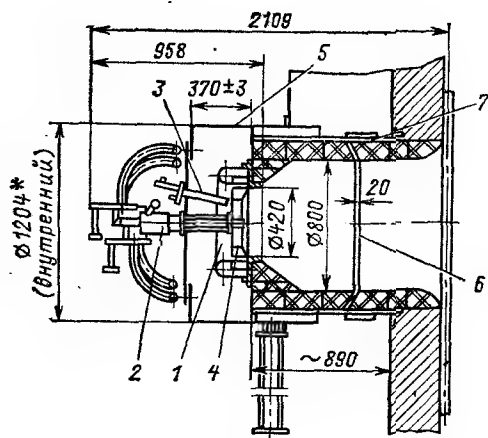


Рис. 4.7. Камера двухступенчатого сжигания.
1 — газовый коллектор; 2 — форсунка; 3 — запально-защитное устройство (ЗЗУ); 4 — завихритель первичного воздуха; 5 — воздушный короб; 6 — завихритель вторичного воздуха; 7 — короб камеры сгорания.

перемешивается и газифицируется, что уменьшает коксование негоревшего мазута на стенках циклона.

Сжигание высокосернистого мазута с очень малыми избытками воздуха в циклонных или горелочных устройствах других типов при глубоких изменениях нагрузки обеспечивает отсутствие или малую скорость низкотемпературной коррозии конвектив-

ных поверхностей нагрева за счет снижения содержания SO_2 в уходящих газах.

Хорошие результаты получены в топках с двухступенчатым сжиганием топлива, при котором часть воздуха (не менее 50 %) подается в канал первичного воздуха горелки, остальной воздух поступает в камеру двухступенчатого сжигания топлива через тангенциальный завихритель.

Двухступенчатое сжигание газа и мазута осуществлено в камере, разработанной ЦКТИ и представленной на рис. 4.7. Основная часть воздуха (50—70 % общего расхода) вводится во фронтное горелочное устройство, остальная часть воздуха (50—30 %) поступает в кольцевой канал, охлаждая стенки камеры. В конце канала установлен завихритель, через который пропускается вторичный воздух. Выходящий из завихрителя воздух смешивается с продуктами газификации топлива, которые должны сгорать в топочной камере.

Циклонный предтопок с двухступенчатым сжиганием топлива, разработанный ВЗПИ, изображен на рис. 4.8. При внутреннем диаметре циклона 2000 мм расчетная теплопроизводительность предтопка может достигать 50 Гкал/ч.

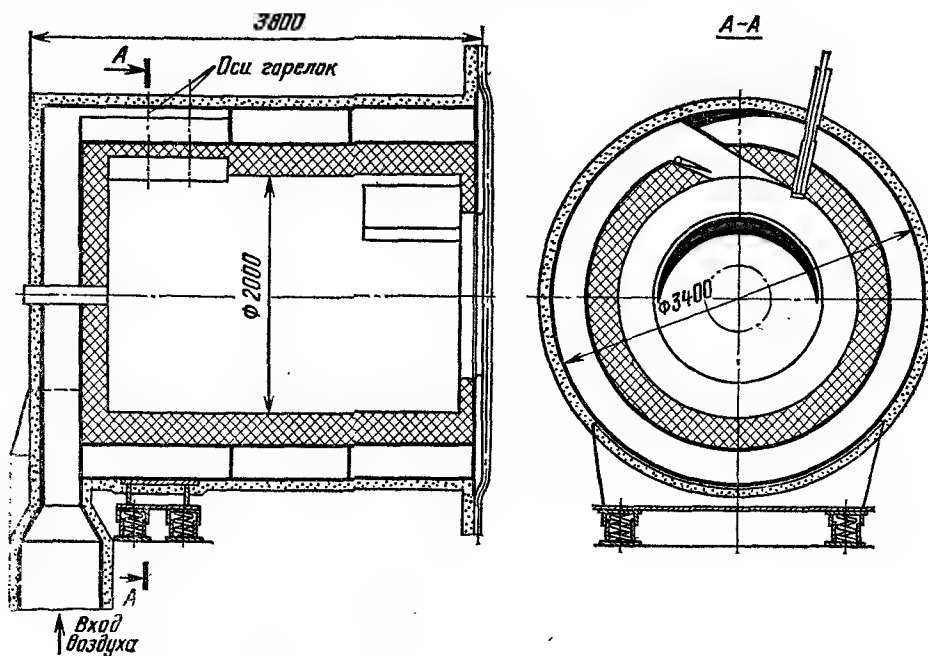


Рис. 4.8. Циклонный газомазутный предтопок с двухступенчатым сжиганием топлива и охлаждением обечай воздухом.

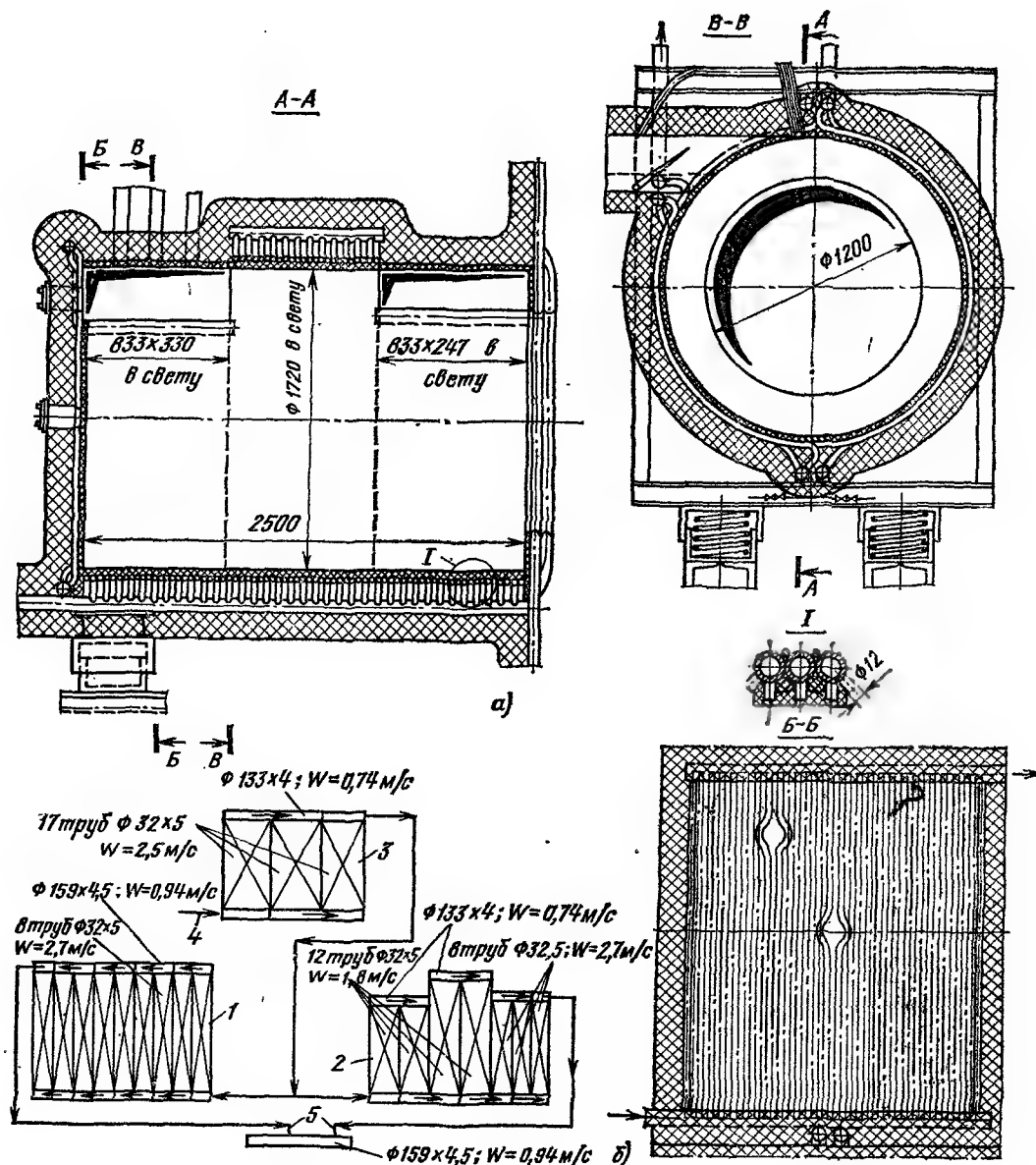


Рис. 4.9. Циклонный предтопок с двухступенчатым сжиганием топлива и охлаждением питательной водой.

a — общий вид; *б* — схема движения охлаждающей питательной воды; 1 — левый боковой экран; 2 — правый боковой экран; 3 — передний экран циклона; 4 — вход питательной воды; 5 — выход питательной воды.

Длина предтопка с двухступенчатым сжиганием принимается равной $(1,25—1,5)D$.

Температура стенок металлических обечаек удерживается в допустимых пределах за счет футеровки их высокоогнеупорным хромомагнетитовым кирпичом толщиной не менее 250 мм.

Охлаждение стенок предтопка трубами, включенными в естественную циркуляцию, значительно усложняет конструкцию предтопка в паровом ко-

тельном агрегате, так как для обеспечения необходимого движущего напора циркуляции требуется достаточная высота труб, расположенных в топочной камере.

Значительно более простым является охлаждение таких предтопков питательной водой, направляемой далее в паровой контур котла. В этом случае охлаждение стенок осуществляется трубами, включенными в верхние и нижние коллекторы, разделенные пе-

регородками, что позволяет подобрать необходимые скорости движения питательной воды, обеспечивающие надежность охлаждения даже при значительных колебаниях нагрузок. Конструкция такого циклона теплопроизводительностью 50 Гкал/ч представлена на рис. 4.9. Охлаждающие трубы $\varnothing 32 \times 5$ мм образуют плотную стенку, которая с внутренней стороны циклона снабжается шипами диаметром 12 мм, по которым набивается корундовая или карборундовая масса.

4.4. СЛОЕВЫЕ ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Ручная решетка с поворотными колосниками типа РПК (рис. 4.10) выпускается четырех типоразмеров и предназначена для установки в малых паровых и водогрейных котлах для слоевого сжигания каменных, бурых углей и антрацитов марок АМ и АС. Основными частями топки являются колосниковая решетка и фронтальная плита с дверцами.

Колосники набираются на колосниковых балках, связанных тягой с рычажным механизмом поворота колосников, привод которого располагается на фронте. Решетка по длине разделена на две группы с самостоятельными

приводами для облегчения очистки от шлака.

В конце решетки на поперечной балке устанавливаются неподвижные колосники, предотвращающие налипание шлака на обмуровку задней стенки топки. Передняя часть решетки перекрыта неподвижными чугунными плитами с отверстиями для прохода воздуха. Живое сечение колосникового полотна составляет 4—5 %. Топливо загружается на решетку периодически вручную через загрузочную дверцу. Шлак удаляется поочередно с передней и задней секций поворотом колосников, после чего горящий уголь разравнивается и загружается свежее топливо.

Техническая характеристика топок представлена в табл. 4.6.

Полумеханические топки с забрасывателями имеют особое устройство, предназначенное для непрерывного механизированного заброса топлива в топку и распределения его по всей площади колосниковой решетки. Забрасыватели могут быть механическими, когда топливо вводится в топку ударами вращающихся лопастей забрасывающего механизма, пневматическими, при которых топливо подается в топку струей воздуха или пара, и пневмомеханическими, в которых объ-

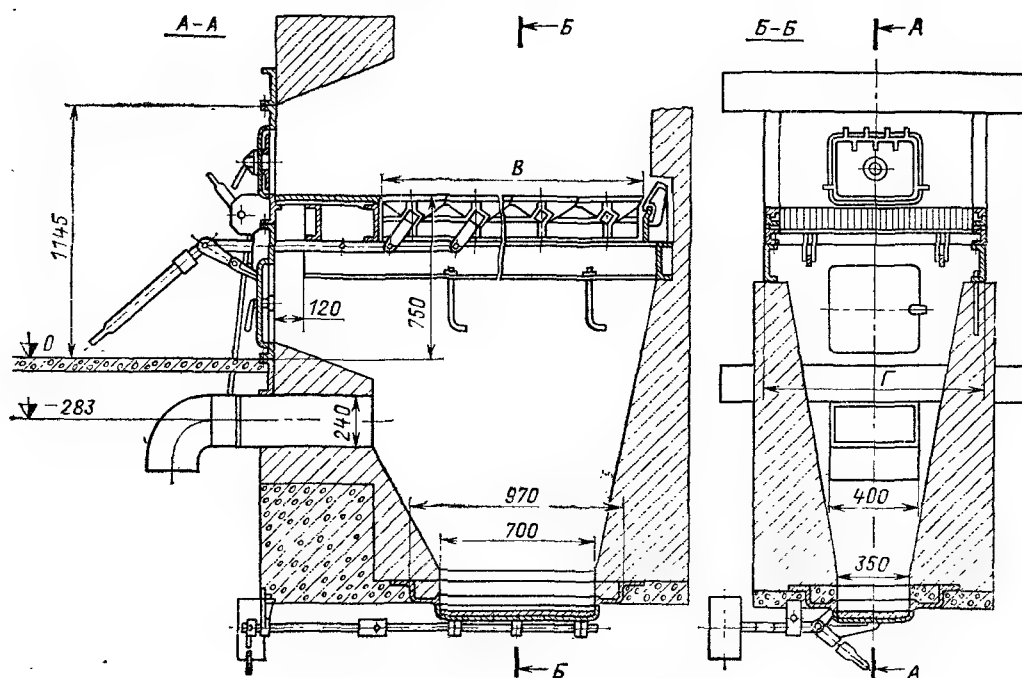


Рис. 4.10. Колосниковая решетка типа РПК.

Таблица 4.6. Техническая характеристика топок с решетками типа РПК

Наименование	Марка решетки			
	РПК-1-900-915	РПК-1000/915	РПК-1-1000/915	РПК-1-1000/1220
Рекомендуемое теплонапряжение зеркала горения, ккал/(м ² ·ч)	(600—800)10 ³			
Рекомендуемое теплонапряжение топочного объема, ккал/(м ³ ·ч)	(200—300)10 ³			
Давление воздуха под решеткой, кгс/м ²	80—100			
Площадь решетки, м ²	0,82	0,91	1,01	1,34
Основные размеры решетки, мм:				
длина В	915	915	915	1220
ширина Г	900	1000	1100	1100
Масса, кг	1050	1100	1100	1220

единены оба названных принципа. Механические и пневматические забрасыватели обладают существенными недостатками. Так, при применении механических забрасывателей крупные куски топлива падают дальше, чем мелкие, а при пневматических забрасывателях, наоборот, крупные куски выпадают из струи раньше мелких. При пневмомеханических забрасывателях удается достигнуть значительно более равномерного распределения различных фракций топлива по длине решетки.

В настоящее время в СССР выпускаются топки с пневмомеханическими забрасывателями.

Полумеханические топки ЗП-РПК (рис. 4.11) выпускаются трех типоразмеров и предназначены для установки в небольших паровых котлах. В топках могут сжигаться грохоченные и рядовые каменные и бурые угли различных марок, а также антрациты марок АМ и АС.

Эксплуатация решетки сильно усложняется, если приведенная зольность используемого топлива превышает следующие значения: для каменных углей $A^p=3,2\%$, для бурых $A^p=4,2\%$. Для обеспечения надежного зажигания не рекомендуется применение топлива с приведенной влажностью более 8,8%. Содержание мелочи (0—6 мм) в угле не должно превышать 60%, максимальный размер куска — 50 мм.

Основными элементами топки ЗП-РПК являются решетки с поворотными колосниками, аналогичные решетке типа РПК, и забрасыватели с угольными ящиками.

Пневмомеханический забрасыватель состоит из пластинчатого питателя, забрасывающего механизма ротационного типа и каскадно-лоткового угольного ящика. Ротор забрасывателя вращается от электродвигателя через клиноременную передачу, обеспечивающую в зависимости от качества топлива или длины решетки частоты вращения: 470, 600 и 910 об/мин. От вала ротора через двухступенчатый редуктор и храповый механизм приводится в движение пластинчатый питатель. Подача топлива в топку регулируется изменением скорости движения пластинчатой цепи. Имеется вал группового управления забрасывателя, к которому может быть подключена система автоматического регулирования или дистанционного управления процессом горения.

Под лотком забрасывателя устанавливаются фурменные колосники системы пневмозаброса. Воздух к фурмам подводится от главного воздушного короба по чугунным стоякам, установленным в обмуровке фронтальной стены топочной камеры.

Уголь из угольного ящика поступает на питатель пневмомеханического забрасывателя, который непрерывно подает топливо на вращающийся ротор. Крупные фракции равномерно разбрасываются по всей площади решетки, а мелкие отбиваются в топочный объем воздухом, поступающим из системы пневмозаброса. Горение на решетке происходит в тонком слое, толщина которого устанавливается в зависимости от сорта топлива и форсировки топки.

Продувка слоя воздухом устраняет спекание угля и сплавление шлака, а интенсивное нижнее зажигание — обеспечивает устойчивую работу на высоковлажных бурых и трудновоспламеняющихся топливах. Топка может работать как на холодном дутье, так и на горячем воздухе. Подогрев воздуха обязателен при сжигании высоковлажных бурых углей.

По условиям надежности работы элементов решетки температура горячего воздуха не должна превышать 250 °С.

Шлак удаляется с колосниковой решетки периодически вручную. Для этого выключается подача топлива на одну секцию и слой дожигается. Затем выключается подача воздуха, колосники решетки поворачиваются и шлак проваливается в шлаковый бункер, после чего на колосники вручную нагребается горящий

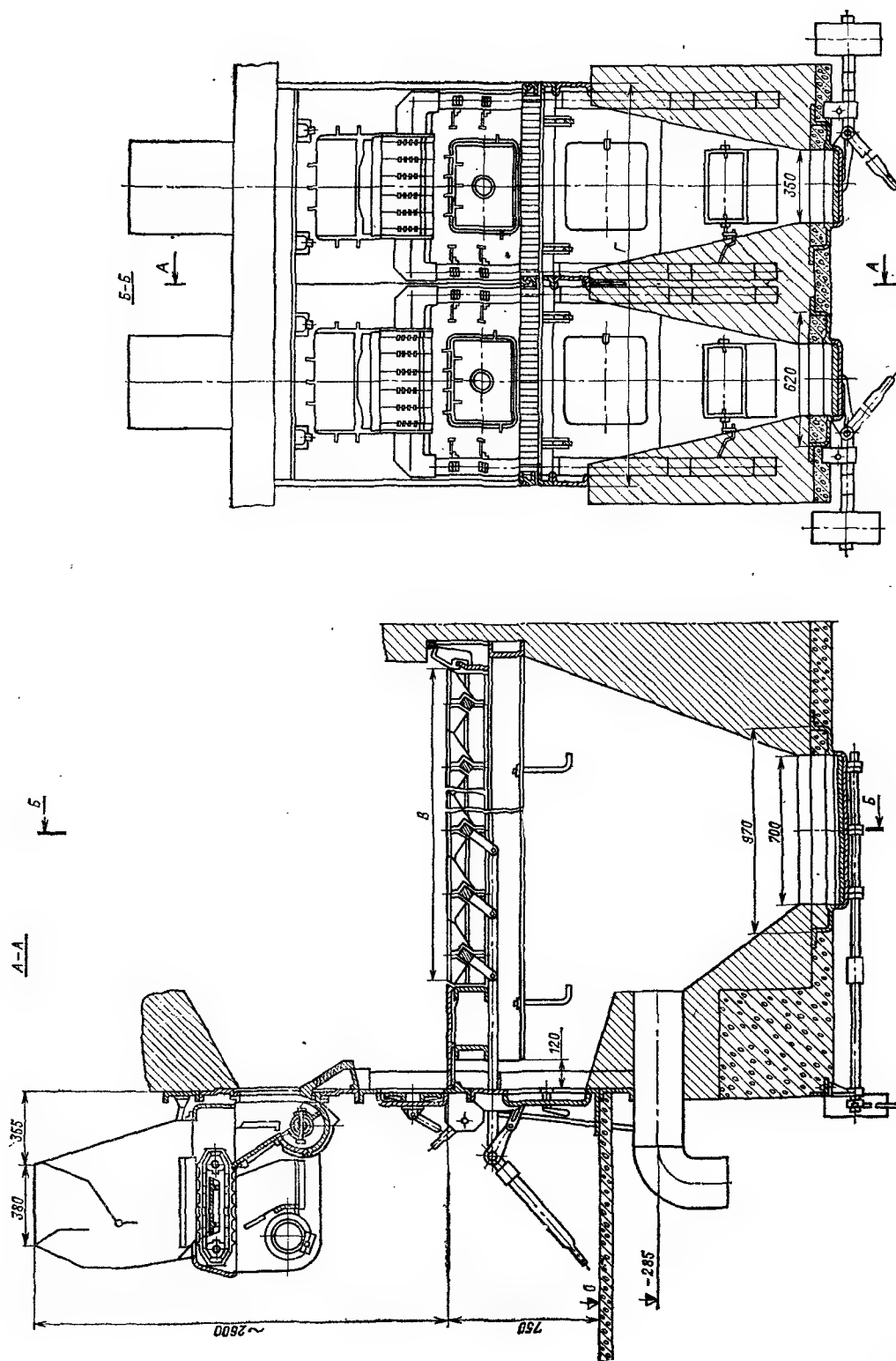


Рис. 4.11. Полумеханическая толка типа ЗП-РПК.

Таблица 4.7. Техническая характеристика топок типа ЗП-РПК

Наименование	Марка топки		
	ЗП-РПК-2-1800/1325	ЗП-РПК-2-1800/2135	ЗП-РПК-2-2600/2400
Рекомендуемое теплонапряжение зеркала горения, ккал/(м ² ·ч)	(800—1000) 10 ³		
Рекомендуемое теплонапряжение топочного объема, ккал/(м ³ ·ч)	(200—300) 10 ³		
Избыток воздуха в конце топки при сжигании каменных и бурых углей	1,4—1,5		
Избыток воздуха при сжигании донецкого антрацита АС и АМ	1,6—1,7		
Потери от химической неполноты сгорания q ₃ , %	0,5	1,0	1,0
Суммарные потери от механической неполноты сгорания q ₄ , %:			
для антрацита	10—13,5		
для каменных и бурых углей	4—8		
Давление воздуха под решеткой для антрацита, кгс/м ²	100		
Давление воздуха под решеткой для каменных и бурых углей, кгс/м ²	80		
Число секций, шт.	2		
Тип забрасывателей	ЗП-400	ЗП-400	ЗП-600
Площадь решетки, м ²	3,8	4,2	5,4
Основные размеры решетки, мм:			
длина В	1325	2135	2440
ширина Г	1800	1800	2600
Масса, кг	3800	4200	5300

уголь с работающей секции и включается подача топлива и воздуха. Толщина слоя шлака перед чисткой в зависимости от вида топлива составляет 150—250 мм.

В табл. 4.7 приведена техническая характеристика указанных топок.

Котлы с достаточно большой теплопроизводительностью часто оборудуются механическими топками с решеткой прямого хода. Эти решетки предъявляют определенные требования к качеству топлива. Перемещение топлива вместе с подвижным полотном затрудняет сжигание мелкого и неоднородного топлива. При сжигании подобных топлив на решетке образуются кратеры, приводящие к появлению больших избытков воздуха, что вызывает повышенный механический недожог и резкое снижение нагрузки. В связи с этим максимальный размер кусков не должен превышать 40 мм, содержание мелочи с размером 0—6 мм не должно быть выше 50—55 %. Замена рядового топлива сортированным значительно улучшает процесс горения.

На рис. 4.12 представлена решетка прямого хода типа ТЧ, предназначенная для сжигания грохоченых антрацитов марок АС и АМ. В комплект цепной решетки входят привод, шла-

косниматель, опоры нижней ветви и ящик с регулятором толщины слоя.

Колосниковое полотно решетки чешуйчатого типа состоит из ведущих цепей, на которых закреплены держатели колосников. Колосники вставляются в держатели так, что при движении полотна поворачиваются вокруг ведущей звездочки для очистки от шлака. Верхняя ветвь полотна катится по настилу рамы на роликах, а нижняя скользит по опорным рамам. В конце решетки на отдельной опоре устанавливается шлакосниматель, который служит для очистки полотна от шлака и препятствует перетечке воздуха из подрешеточного пространства в топочную камеру.

Живое сечение колосникового полотна составляет 5—7 %. На подводящих воздушных патрубках устанавливаются клапаны, при помощи которых можно регулировать количество воздуха отдельно по каждой зоне. Воздух подводится под решетку шириной 2700 мм с одной стороны, шириной 3070 мм — с двух сторон. Привод состоит из четырехскоростного электродвигателя и червячного редуктора с двухступенчатой коробкой скоростей. Привод решетки может быть установлен как с правой, так и с левой стороны.

В угольном ящике располагаются охлаждаемый водой регулятор слоя и секторный затвор с их приводами.

Толщина слоя на решетке устанавливается в зависимости от сорта топлива в пределах 150—250 мм.

В передней части решетки топливо подсушивается и воспламеняется, на средней части располагается зона активного горения, в конце решетки дожигаются остатки горючего в шлаке. Топки ТЧ могут работать на холодном дутье, но с целью интенсификации подготовки

Рис. 4.12. Решетка прямого хода типа ТЧ.

Таблица 4.8. Техническая характеристика топок с решетками прямого хода типа ТЧ для донецкого антрацита марок АС и АМ

Наименование	Марка топки		
	ТЧ-2,7/6,5	ТЧ-2,7/8,0	ТЧ-3,07/5,6
Рекомендуемое теплонапряжение зеркала горения, ккал/(м ² ·ч)	(800—1000)·10 ³		
Рекомендуемое теплонапряжение топочного объема, ккал/(м ³ ·ч)	(250—400)·10 ³		
Избыток воздуха в конце топки	1,5—1,6		
Потери от химической неполноты сгорания q _з , %	0,5		
Суммарные потери от механической неполноты сгорания q ₄ , %	10—13,5		
Давление воздуха под решеткой, кгс/м ²	100		
Температура дутьевого воздуха, °С	25 или 150—200		
Ширина решетки В, мм	2700	2700	3070
Расстояние между валами А, мм	6500	8000	5600
Площадь решетки, м ²	15,5	19,5	14,8
Тип привода	ПТ-1200		
Скорость движения решетки, м/ч	2,4; 3,6; 4,7; 5,8; 7,3; 8,8; 11,5; 18,0		
Масса, кг	26 400	31 400	29 000

и воспламенения угля рекомендуется подогревать дутьевой воздух до температуры не выше 200 °С (по условиям надежности работы элементов колосникового полотна).

Техническая характеристика топок ТЧ приведена в табл. 4.8.

При сжигании спекающихся каменных углей на решетках прямого хода такие угли либо спекаются в крупные комья, либо покрываются коркой, которая препятствует горению. В том и другом случае для поддержания горения требуется интенсивная ручная шуровка слоя.

Широкое распространение для котлов относительно небольшой теплопроизводительности получили механи-

ческие топки с забрасывателями и цепной решеткой обратного хода.

В этих топках удачно используется неравномерность распределения топлива по длине полотна при подаче его пневмо-механическим ротационным забрасывателем; при таких забрасывателях куски топлива, пролетая через все топочное пространство над раскаленным слоем, прогреваются и укладываются на решетку таким образом, что самые крупные куски располагаются в конце решетки, а остальные ближе к фронту.

Решетки типа ТЛЗМ изготавливаются трех типоразмеров (табл. 4.9), с длиной до 3000 мм.

Таблица 4.9. Техническая характеристика механических топок типа ТЛЗМ для каменных и бурых углей

Наименование	Марка топки		
	ТЛЗМ-1,87/2,4	ТЛЗМ-1,87/3,0	ТЛЗМ-2,7/3,0
Рекомендуемое теплонапряжение зеркала горения, ккал/(м ² ·ч)	(1200—1500)·10 ³		
Рекомендуемое теплонапряжение топочного объема, ккал/(м ³ ·ч)	(250—400)·10 ³		
Избыток воздуха в конце топки	1,3—1,5		
Потери от химической неполноты сгорания q _з , %	0,5	1,0	1,0
Суммарные потери от механической неполноты сгорания q ₄ , %	3—8		
Давление воздуха под решеткой, кгс/м ²	50		
Температура дутьевого воздуха, °С	25 или 150—250		
Тип забрасывателей	ЗП-400		
Число забрасывателей	2		
Ширина решетки, мм	1870	1870	2700
Расстояние между валами А, мм	2400	3000	3000
Площадь решетки, м ²	3,3	4,4	6,4
Скорость движения решетки, м/ч	2,04; 3,1; 4,08; 4,57; 6,3; 6,95; 9,0; 13,9		
Масса, кг	11 100	12 000	15 300

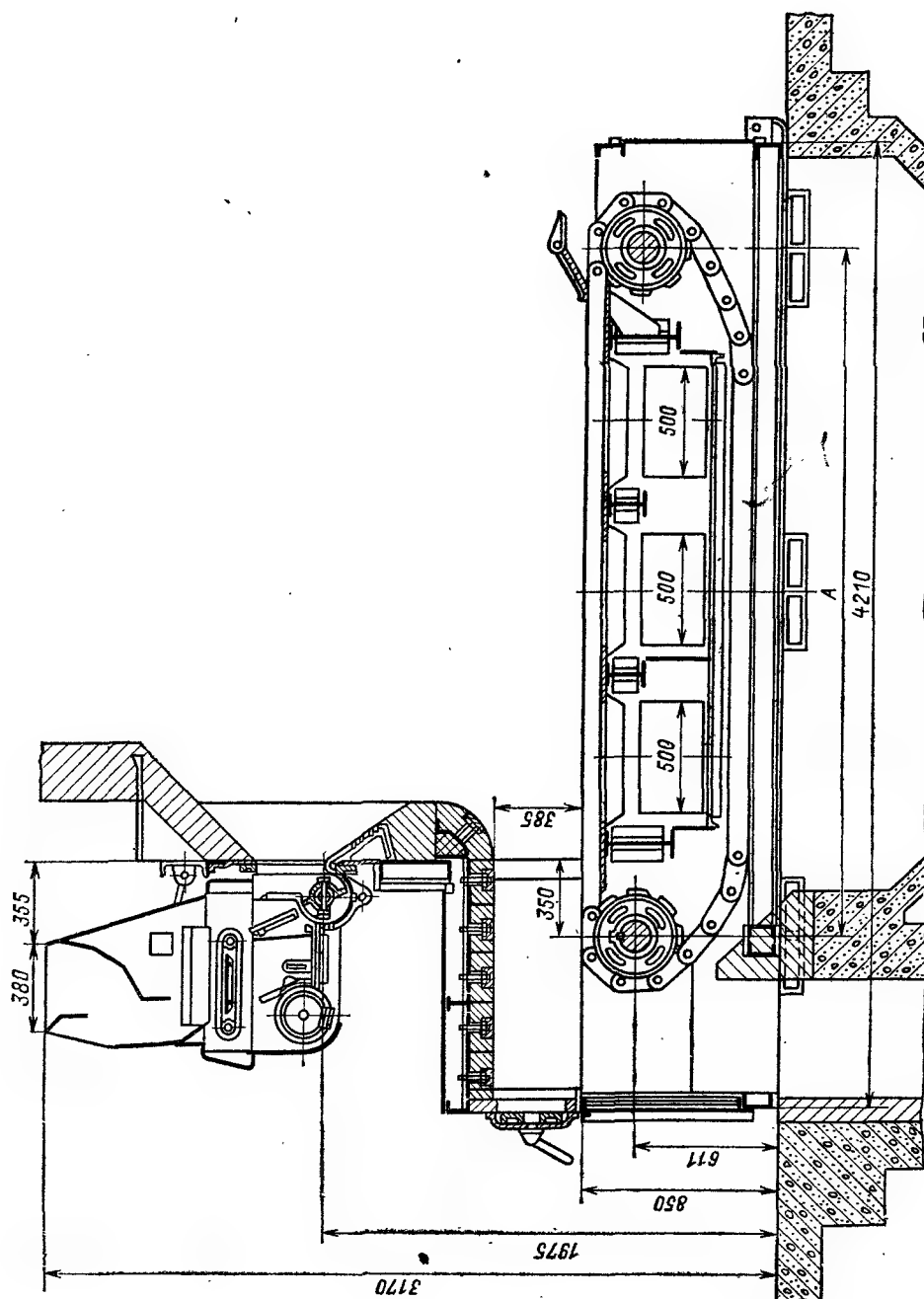


Рис. 4.13. Ленточная цепная решетка обратного хода типа ТЛ-ЗМ.

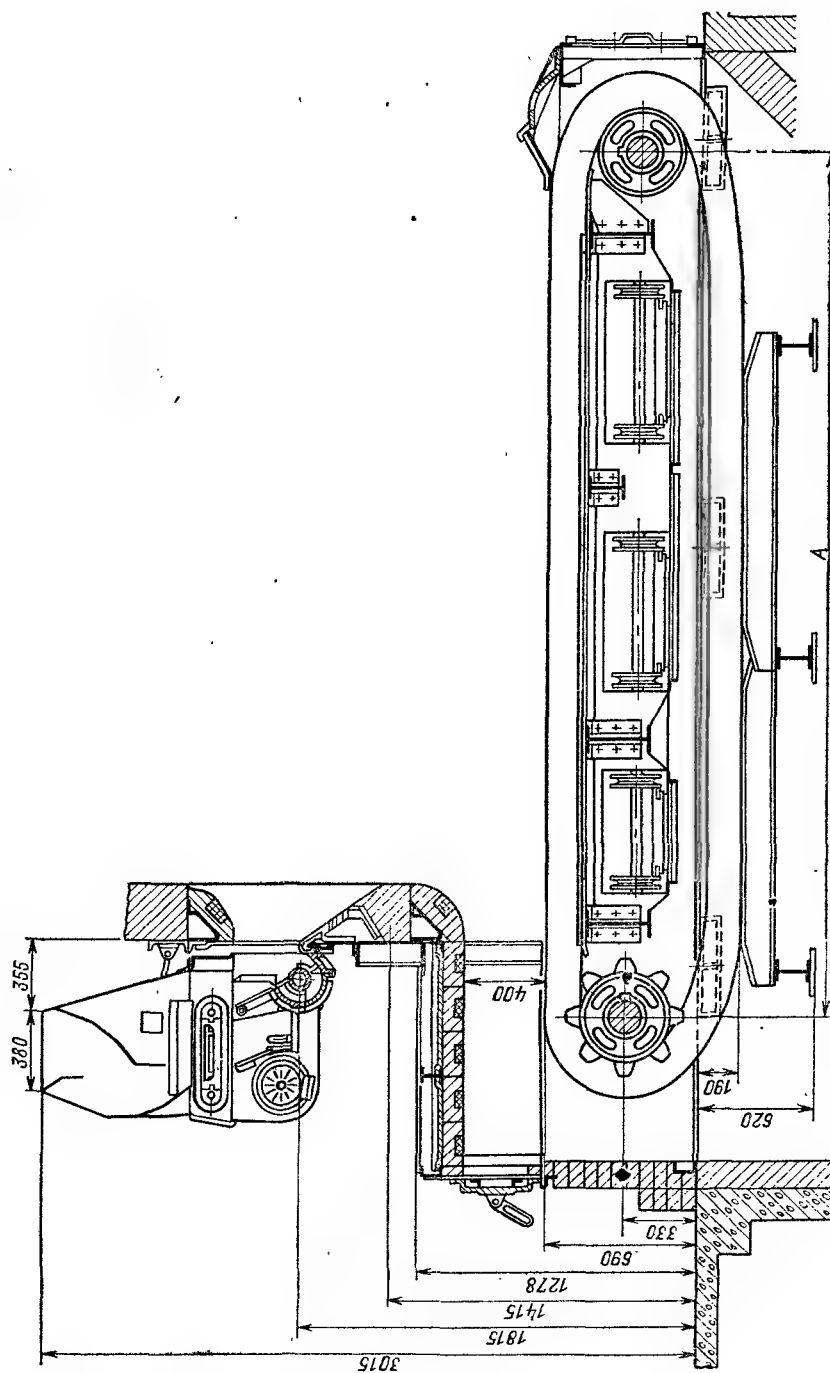


Рис. 4.14. Цепная решетка обратного хода типа ТЧЗ.

Колосниковое ленточное полотно решетки имеет пять типов колосников-звеньев, соединенных поперечными штырями. Ведущие колосники являются тяговыми элементами и находятся в зацеплении со звездочками, а крайние колосники выполняют роль бокового уплотнения. Промежутки между ведущими колосниками заполнены основными колосниками, которые не подвергаются растягивающим усилиям. Живое сечение решетки составляет 3—5 %.

Колосниковое полотно смонтировано в жесткой сварной раме на салазках для удобства транспортировки. Боковые коллекторы котлов опираются на продольные балки рамы решетки. На передней части рамы устанавливается предтопок, футерованный изнутри огнеупорным кирпичом (рис. 4.13).

Под верхней ветвью полотна располагается дутьевой короб, разделенный на две воздушные зоны. Подвод воздуха под решетку односторонний. Привод решетки состоит из четырехскоростного электродвигателя, червячного редуктора и двухступенчатой коробки скоростей.

Пневмомеханический забрасыватель состоит из пластинчатого питателя, забрасывающего механизма ротационного типа и каскадно-лоткового угольного ящика. Под лотком ротора устанавливаются фуэрменные колосники, к которым от главного воздушного короба подводится воздух давлением 50 кгс/м².

Горение на решетке происходит в тонком слое, толщина которого устанавливается в зависимости от сорта топлива и форсировки.

Интенсивное нижнее зажигание обеспечивает устойчивость работы на высоковлажных бурых углях. Топка может работать как на холодном дутье, так и на горячем воздухе. Подогрев воздуха обязателен при сжигании влажных бурых углей. В зависимости от сорта топлива и форсировки топочного устройства толщина слоя шлака в конце решетки поддерживается в пределах 50—100 мм изменением скорости ее движения.

Для более крупных котлов применяются цепные решетки обратного хода, снабженные

колосниковым полотном чешуйчатого типа. Живое сечение колосникового полотна составляет 5—7 %. Воздух подводится под решетку с одной стороны. Привод решетки может быть установлен как с правой, так и с левой стороны. Общий вид решетки типа ТЧЗ изображен на рис. 4.14.

Техническая характеристика решеток типа ТЧЗ приведена в табл. 4.10.

4.5. ПЫЛЕУГОЛЬНЫЕ ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА И ГОРЕЛКИ

Пылеугольные топочные устройства классифицируются по следующим признакам:

1. По способу удаления шлаков — на топки с твердым и жидким шлакоудалением; в крупных водогрейных и паровых котлах низкого давления применяется только твердое шлакоудаление.

2. По способу ввода топлива, аэродинамической и тепловой организации топочного процесса и его воздушного режима — на топки с прямым вдуванием и с промбункером.

3. По способу расположения горелок и сопл вторичного воздуха — на топки с фронтальным, встречным, угловым и встречно-смещенным расположением горелок и на вихревые топки.

Пылеугольные горелки служат для организованного ввода угольной пыли и воздуха в топку. Конструкция горелок и их рациональная компоновка в

Таблица 4.10. Техническая характеристика топок с решетками обратного хода с чешуйчатыми колосниками типа ТЧЗ

Наименование	Марка решетки			
	ТЧЗ-2,7/4,0	ТЧЗ-2,7/5,6	ТЧЗ-2,7/6,5	ТЧЗ-2,7/8,0
Рекомендуемое теплонапряжение зеркала горения, ккал/(м ² ·ч)	(1200—1500) 10 ³			
Рекомендуемое теплонапряжение топочного объема, ккал/(м ³ ·ч)	(250—400) 10 ³			
Избыток воздуха в конце топки	1,3—1,5			
Давление воздуха под решеткой, кгс/м ²	50			
Температура дутьевого воздуха, °С	25 или 150—250			
Потери от химической неполноты сгорания q ₃ , %	0,5—1,0			
Суммарные потери от механической неполноты сгорания q ₄ , %	3—8			
Число забрасывателей, шт.	2			
Тип забрасывателей	ЗП-600			
Ширина решетки, мм	2700			
Расстояние между валами А, мм	4000	5600	6500	8000
Площадь решетки, м ²	9,1	13,4	15,8	19,9
Скорость движения решетки, м/ч	21 400	25 500	28 800	34 000
Масса, кг	2,4; 3,6; 4,7; 5,8;	8,9; 11,5; 18		

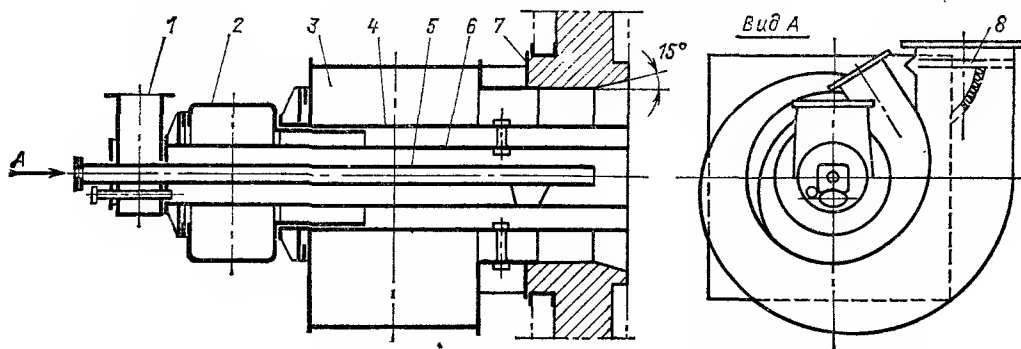


Рис. 4.15. Пылеугольная вихревая двухулиточная горелка.

1 — короб воздуха для форсунки; 2 — улитка аэросмеси; 3 — улитка вторичного воздуха; 4 — труба пылевоздушной смеси; 5 — труба мазутной форсунки; 6 — труба внутренняя; 7 — фланец несущий; 8 — щитер с механизмом поворота.

значительной мере определяют характер топочного процесса (устойчивое зажигание факела, надежное смешение, интенсивное выгорание пыли и бесшлаковочная работа топки котла).

Для сжигания угольной пыли применяются вихревые и прямоточные горелки [20—22].

Вихревые горелки выполняются производительностью от 4 до 12 т/ч по АШ. В горелках пылевоздушная смесь и вторичный воздух подаются в толку в виде завихренных струй. Вихревые турбулентные горелки выполняются трех видов:

двухулиточные горелки с улиточными завихрителями пылевоздушной смеси и вторичного воздуха (рис. 4.15);

улиточно-лопаточные горелки с улиточным завихрением пылевоздушной смеси и аксиальным лопаточным

завихрителем вторичного воздуха (рис. 4.16);

прямоточно-улиточные горелки с прямоточным каналом для пылевоздушной смеси и рассекателем на выходе из него и улиточным завихрителем для вторичного воздуха (рис. 4.17).

Структура струи пылевоздушной смеси, вытекающей из амбразур вихревых горелок, в значительной мере зависит от типа и конструкции их завихривающих аппаратов.

При аппарате, выполненном в виде улитки, крутка потока зависит от параметров F/d^2 (где F — площадь сечения входного патрубка улитки, а d — диаметр выходного сечения). Рекомендуемое значение $F/d^2 = 0,4 \div 0,6$.

Лопаточные аппараты выполняют с тангенциальными поворачивающимися или неподвижными лопатками на входе в канал вторичного воздуха

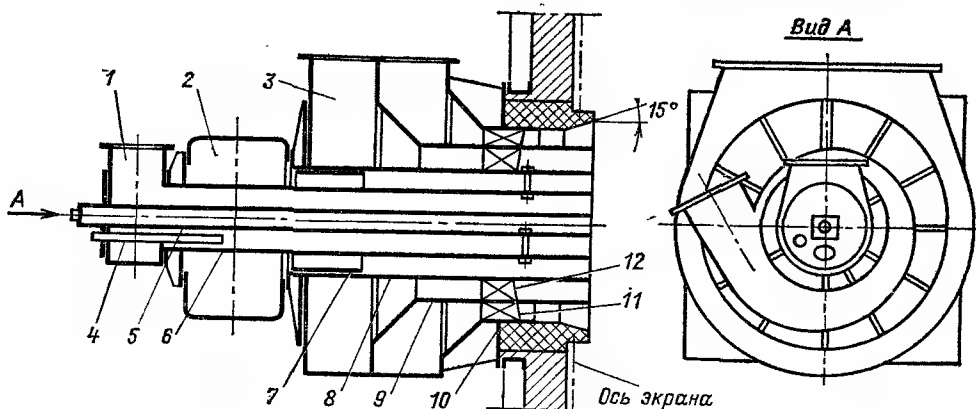


Рис. 4.16. Пылеугольная вихревая улиточно-лопаточная двухпоточная горелка.

1 — короб воздуха для форсунки; 2 — улитка аэросмеси; 3 — короб двухпоточный; 4 — труба установки электрогазового запальника; 5 — труба мазутной форсунки; 6 — труба внутренняя; 7 — обечайка предохранитель; 8 — труба пылевоздушной смеси; 9 — труба разделительная; 10 — фланец несущий; 11 — регистр наружный; 12 — регистр внутренний.

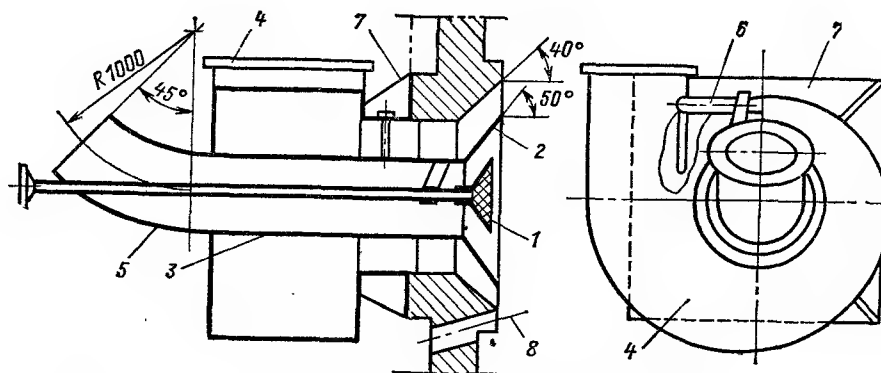


Рис. 4.17. Прямоточно-улиточная горелка.

1 — раскатель с приводной штангой; 2 — растроб; 3 — труба пылевоздушной смеси; 4 — улитка; 5 — патрубок; 6 — шибер с механизмом поворота; 7 — фланец несущий; 8 — отверстие для установки запальника.

или с осевыми лопатками на выходе из канала вторичного воздуха. Воздух входит в лопаточный аппарат с направлением, параллельным оси горелки.

В двухулиточных и улиточно-лопаточных вихревых горелках пылевоздушной смеси и вторичному воздуху сообщается завихренное движение с одинаковым направлением вращения.

В прямоточно-улиточных горелках раскрытие факела достигается установкой раскателя в выходном сечении канала первичного воздуха и закруткой потока вторичного воздуха. Горелки с направлением закручивания потока по часовой стрелке, если смотреть с фронта котла, называются правыми, а с обратным направлением потока — левыми.

Завихренные потоки пылевоздушной смеси и вторичного воздуха распространяются в топочной камере в виде двух концентрически расположенных полых конусов. В осевой области раскрывающейся струи создается разрежение, вызывающее приток горячих продуктов сгорания к корню факела с его внутренней стороны. Благодаря этому зажигание факела происходит как по внешней, так и по внутренней поверхности, что интенсифицирует процессы воспламенения и горения. Чтобы способствовать большему раскрытию факела, амбразура вихревых горелок выполняется конической.

В прямоточно-улиточной вихревой горелке (рис. 4.17) угол раскрытия раскателя рекомендуется принимать в пределах 90—120°. Основное

преимущество таких горелок заключается в меньшем аэродинамическом сопротивлении тракта первичного воздуха.

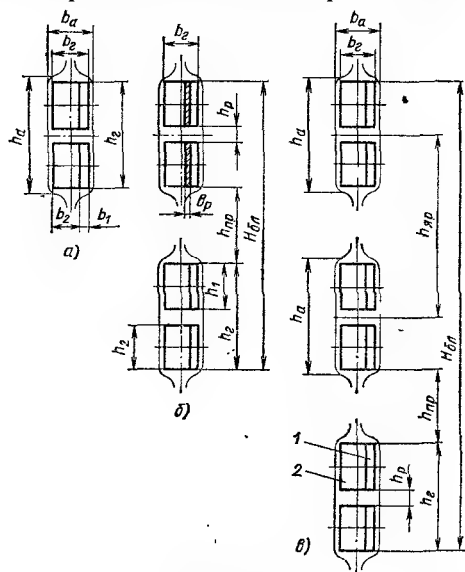
Вихревые горелки, обладающие высокой устойчивостью зажигания, рекомендуются для сжигания пыли АШ, полуантрацитов и тощих углей в открытых или полукотельных топках с твердым и жидким шлакоудалением. Вихревые горелки рекомендуются располагать в котлах производительностью до 75 т/ч встречно на боковых стенах, а в котлах большей производительности, с прямоугольными в плане топками, — встречно на обеих длинных стенах в один или два ряда.

Оптимальная скорость выхода пылевоздушной смеси из вихревой горелки малой и средней производительности 14—16 м/с, в мощных горелках эта скорость увеличивается до 20—22 м/с. Оптимальная скорость вторичного воздуха составляет соответственно 18—21 м/с и 26—30 м/с. Вихревые горелки хорошо зарекомендовали себя на котлах средней производительности. С переходом к мощным котлам преимущество этих горелок в организации топочного процесса уменьшается. В завихренном потоке при больших размерах горелки происходит расслоение воздуха и пыли.

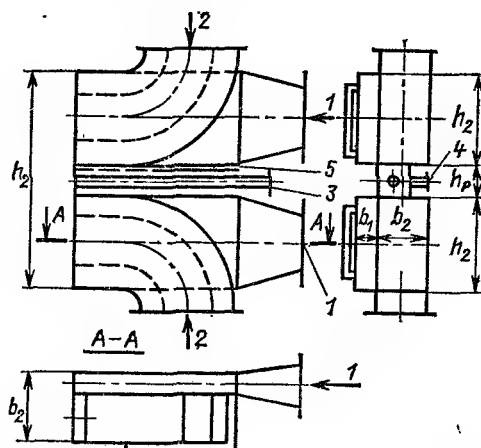
Вихревые горелки для мощных котлов громоздки, сложны в изготовлении, требуют сложной разводки экранных труб для больших круглых амбразур, обладают повышенным аэродинамическим сопротивлением и подвержены значительному износу пылевоздушным потоком.

Из-за более низкой турбулизации потока прямоточные горелки создают дальнобойные струи с малым углом расширения и с вялым перемешивани-

Прямоточные горелки применяются в основном для сжигания высокорекреакционных топлив (бурых и каменных углей), но могут использоваться при сжигании и тощих углей. Прямоточная горелка имеет одно или несколько сопел пылевоздушной смеси и соответ-



1 — пылевоздушная смесь; 2 — вторичный воздух;
а — одноярусное; б — двухъярусное; в — трехъярус-
ное. При установке горелок на экранных трубах
$$\frac{b}{a} = \frac{b}{e}$$



1 — пылевоздушная смесь; 2 — вторичный воздух; 3 — мазут; 4 — запально-защитное устройство (ЗЗУ); 5 — гляделки.

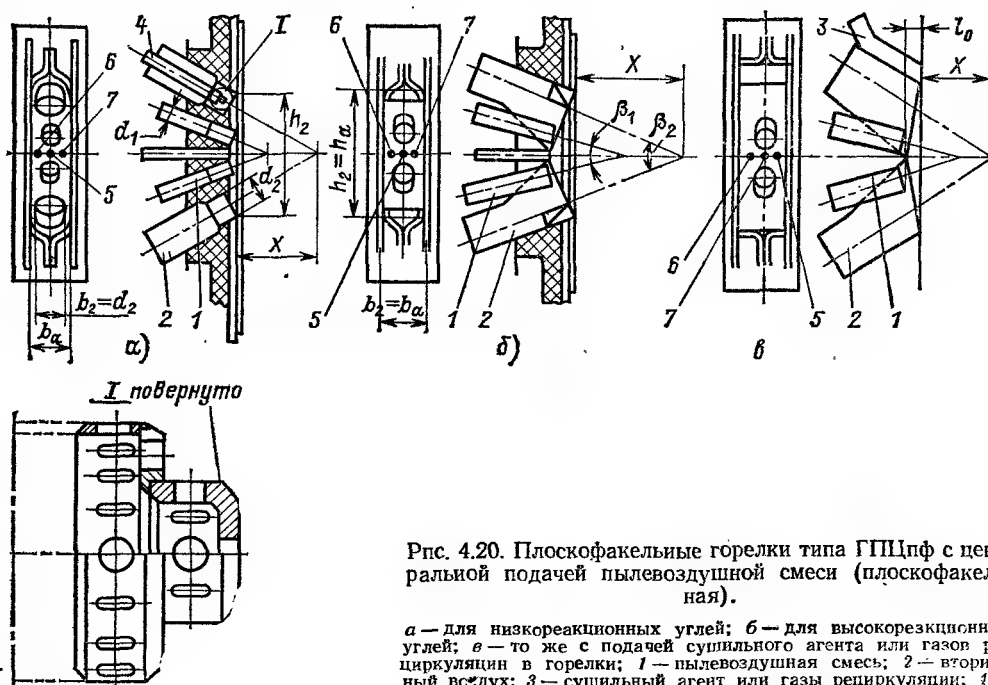


Рис. 4.20. Плоскофакельные горелки типа ГПЦф с центральной подачей пылевоздушной смеси (плоскофакельная).

a — для низкорекреационных углей; *b* — для высокорекреационных углей; *e* — то же с податей сушильного агента или газов рециркуляции в горелки; *1* — пылевоздушная смесь; *2* — вторичный всдух; *3* — сушильный агент или газы репиркуляции; *4* — газообразное топливо; *5* — мазут; *6* — ЗЗУ; *7* — гудежки.

ственно вторичного воздуха, размещенных в одной амбразуре.

Под ярусом горелок понимается совокупность горелок, оси амбразур которых размещены в одной горизонтальной плоскости по периметру топки.

Горелки, оси амбразур которых расположены в одной вертикальной плоскости, образуют блок горелок (рис. 4.18).

По способу подачи пылевоздушной смеси прямоточные горелки делятся на горелки с односторонней подачей — ГПО (рис. 4.19), с центральной подачей — ГПЦ (рис. 4.20) и с чередующейся подачей пылевоздушной смеси ГПЧ; последние могут быть вертикально-щелевыми — ГПЧв (рис. 4.21) и горизонтально-щелевыми — ГПЧг (рис. 4.22).

Горелки называются вертикально-щелевыми при соотношении сторон вторичного воздуха (рис. 4.19 и 4.21) $h_2/b_2 > 1$

и горизонтально-щелевыми (включая круглые) (рис. 4.22) $h_2/b_2 \leq 1$.

Сопла могут быть неподвижными и поворотными. В горелках с поворотными соплами к обозначению добавляется индекс П (например, ГПЧгП, см. рис. 4.22).

Прямоточная горелка с периферийной по отношению к потоку вторично-

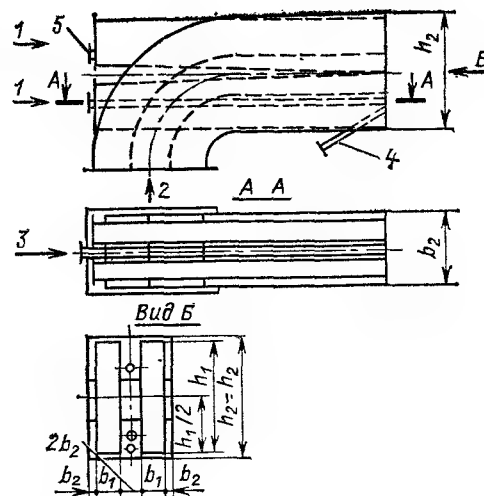


Рис. 4.21. Прямоточная вертикально-щелевая горелка типа ГПЧв с чередующейся подачей пылевоздушной смеси.

1 — пылевоздушная смесь; 2 — вторичный воздух; 3 — мазут; 4 — ЗЗУ; 5 — гляделка.

го воздуха подачей пылевоздушной смеси типа ГППв — показана на рис. 4.23.

При сжигании каменных и бурых углей в топочной камере с твердым шлакоудалением может применяться тангенциальное расположение как вертикально-щелевых горелок типа ГПО (рис. 4.24, а), так и горизонтально-щелевых горелок типа ГПЧ с

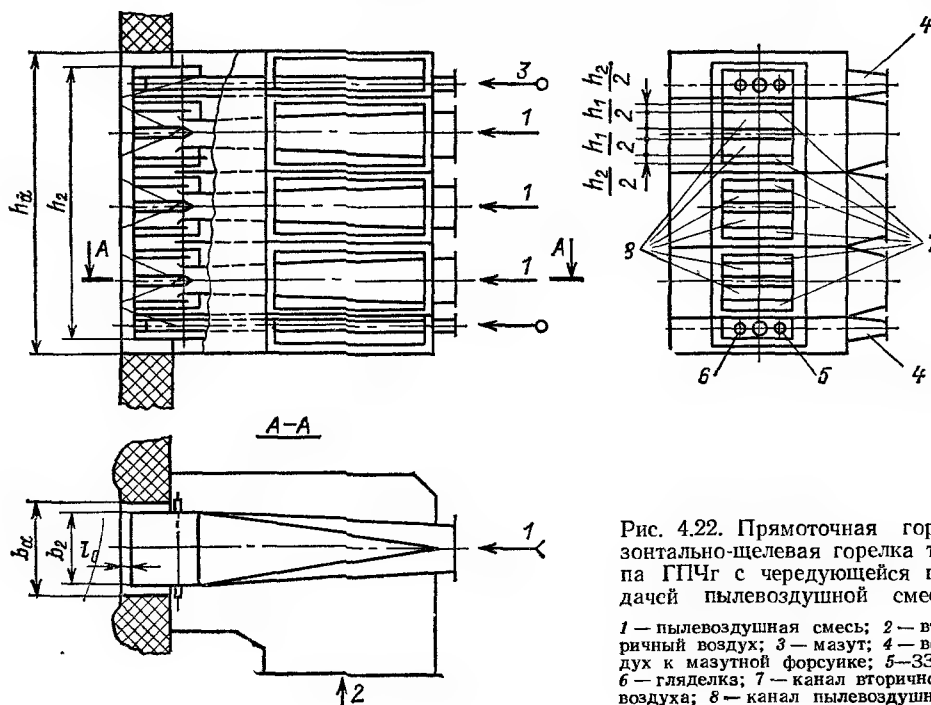


Рис. 4.22. Прямоточная горизонтально-щелевая горелка типа ГПЧг с чередующейся подачей пылевоздушной смеси.

1 — пылевоздушная смесь; 2 — вторичный воздух; 3 — мазут; 4 — воздух к мазутной форсунке; 5 — ЗЗУ; 6 — гляделка; 7 — канал вторичного воздуха; 8 — канал пылевоздушной смеси.

Таблица 4.11. Область применения и пределы тепловой мощности рекомендуемых конструкций горелок

Тип горелок и их конструктивные характеристики	Топливо	Тепловая мощность горелки, Гкал/ч	Расположение горелок	Способ шлакоудаления	Схемы пылеприготовления
С односторонней подачей пылевоздушной смеси (типа ГПО) (рис. 4.19)	Тощие угли	13—45	—	Твердое шлакоудаление	С промежуточным бункером
	Каменный и бурый угли	13 и более	Тангенциальное (рис. 4.24, а)	То же	С промежуточным бункером и прямое вдувание
Плоскофакельные с центральной подачей пылевоздушной смеси (типа ГПЦпф) (рис. 4.20)	Антрацитовый штыб, полуантрациты, тощие угли	30—65	Встречное	Твердое шлакоудаление	С промежуточным бункером
	Каменный и бурый угли	30 и более	Встречное (рис. 4.25)	То же	С промежуточным бункером и прямое вдувание
Вертикально-щелевые с чередующейся подачей пылевоздушной смеси (типа ГПЧв) (рис. 4.21)	Бурый уголь	20—45	Встречное (рис. 4.25)	»	Прямое вдувание
Горизонтально-щелевые с чередующейся подачей пылевоздушной смеси (типа ГПЧгп) (рис. 4.22)	Каменный уголь	30—65	Тангенциальное (рис. 4.24)	»	То же

Таблица 4.12. Основные конструктивные характеристики горелочных и топочных

Тип горелок	Топливо	Способ шлакоудаления	h_a/b_a	h_1/b_1	
С односторонней подачей пылевоздушной смеси (типа ГПО)	Каменные и бурые угли	Твердое	2—4	4—6	
Плоскофакельные с центральной подачей пылевоздушной смеси (типа ГПЦпф)	Каменные и бурые угли	»	3—5	1	
Горизонтально-щелевые с чередующейся подачей пылевоздушной смеси (типа ГПЧгп)	Каменные угли	»	3—4	0,15—0,20	

Таблица 4.13. Основные конструктивные характеристики горелочных и топочных

Тип горелок	Топливо	Способ шлакоудаления	h_a/b_a	h_1/b_1	h_2/b_2
С центральной подачей пылевоздушной смеси (типа ГПЦпф)	Каменные и бурые угли	Твердое	3,0—5,0	1,0	1,0—2,0
Вертикально-щелевые с чередующейся подачей пылевоздушной смеси (типа ГПЧв)	Бурые угли	»	1,2—2,0	1,8—2,6	8—15 ¹ 16—30 ²

¹ Для широких щелей.

² Для узких щелей.

При сжигании каменных и бурых углей в топках с твердым шлакоудалением рекомендуется применять вертикально-щелевые прямоточные горелки типа ГПО с односторонней подачей пылевоздушной смеси (рис. 4.19), плоскофакельные типа ГПЦпф (рис. 4.20), а также прямоточные горизонтально-щелевые горелки с чередующейся подачей пылевоздушной смеси с неподвижными соплами (типа ГПЧг) и с поворотными соплами (типа ГПЧгп) (рис. 4.22). Основные конструктивные характеристики горелок при тангенциальной их компоновке в топочной камере даны в табл. 4.12.

Плоскофакельные горелки типа ГПЦпф (рис. 4.20) рекомендуется применять при сжигании каменных углей в топках с твердым шлакоудалением при встречной их компоновке.

При сжигании бурых углей в топках с твердым шлакоудалением могут применяться прямоточные вертикально-щелевые горелки с чередующейся подачей пылевоздушной смеси с вертикальными неподвижными соплами типа ГПЧв (рис. 4.21).

Основные конструктивные характеристики горелочных и топочных уст-

ройств при встречном расположении горелок приведены в табл. 4.13.

В крупных водогрейных и паровых котлах низкого давления при тангенциальном расположении прямоточных горелок на стенах топки осуществляется одновихревая система движения потока в горизонтальном сечении.

Отношение глубины топки к ее ширине следует выбирать $a_{тп}/b_{тп} = 0,9 \div 1,2$.

Отношение диаметра условной окружности к глубине топки рекомендуется выбирать $d_y/a_{тп} = 0,08 \div 0,12$, причем большие значения применяются для топок с твердым шлакоудалением. При установке прямоточных горелок на стенах топки угол γ между осью горелки и плоскостью ее амбразуры должен составлять не менее 40° . При тангенциальной компоновке горелок типа ГПО сопло для пылевоздушной смеси следует располагать ближе к центру топки (со стороны набегания вихря).

При тангенциальной компоновке плоскофакельных горелок типа ГПЦпф угол между осями сопел для подачи пылевоздушной смеси составляет $\beta \leq 40^\circ$, а между осями сопел для подачи вторичного воздуха $\beta_2 = 45 \div$

устройств при тангенциальном расположении горелок

h_2/b_2	b_1/b_2	$a_{тп}/b_{тп}$	$d_y/a_{тп}$	$a_{тп}/b_a$	$S_{ст}/b_a$	$h_{ск}/b_a$	$h_{пг}/b_a$	$\Sigma F_a/F_T$
4—6	0,5—1,2	0,9—1,2	0,10—0,12	18—22	0—4,0	4—5,0	3,0—4,0	0,08—0,10
1—2	0,6—0,9	0,9—1,2	0,10—0,12	18—22	0—2,5	3,0—4,0	6—10	0,08—0,10
0,15—0,20	0,9—1,1	0,9—1,2	0,08—0,10	16—20	0	3,0—3,5	2,5—3,0	0,1—0,15

устройств при встречном расположении горелок

b_1/b_2	$a_{тп}/b_a$	$S_{г}/b_a$	$S_{ст}/b_a$	$h_{ск}/b_a$	$h_{пг}/b_a$	$\Sigma F_a/F_T$	$\gamma,^\circ$	β°
0,6—0,9	14—22	6—8	6—8	4—5	7—9	0,07—0,09	0	0
2,0—2,5	8—10	4—4,5	3,5—4,0	2—3	2—3	0,06—0,065	13—15	14—16

$\div 50^\circ$ (меньшие значения для высоко-реакционных топлив); расстояние от сопл для подачи вторичного воздуха до пересечения струй $X = (2,2 \div 2,8) d_2$ (рис. 4.20).

При встречной компоновке плоско-факельных горелок типа ГПЦпф угол между осями сопл для подачи пылевоздушной смеси следует принимать $\beta_1 \leq 40^\circ$, а между осями сопл для подачи вторичного воздуха $\beta_2 = 50 \div 60^\circ$ (меньшие значения для высокорек-ционных топлив).

Рекомендуемое количество прямо-точных горелок и число их ярусов при различном их расположении в котлах паропроизводительностью от 75 т/ч до 220 т/ч приведены в табл. 4.14.

При встречном расположении го-релок ширина топki определяется по формуле

$$b_{\text{тп}} = 2S_{\text{ст}} + S_{\text{г}} \left(\frac{Z_{\text{г}}}{2Z_{\text{яр}}} - 1 \right).$$

Таблица 4.14. Тепловая мощность прямоточных горелок, количество горелок и ярусов для различных котлов

Произво-дитель-ность кот-ла D, т/ч	Тепловая мощность топki $Q_{\text{т}}$, Гкал/ч	Твердое шлакоудаление					
		Каменные и бурые угли					
		Тангенци-альное рас-положение			Встречное расположение		
		$Q_{\text{г}}$, Гкал/ч	$Z_{\text{г}}$	$Z_{\text{яр}}$	$Q_{\text{г}}$, Гкал/ч	$Z_{\text{г}}$	$Z_{\text{яр}}$
75	50	13	4	1	—	—	—
120	80	20	4	1	—	—	—
160	107	30	4	1	—	—	—
220	145	20	8	2	20	8	2

Таблица 4.15. Скорости пылевоздушной смеси w_1 и вторичного воздуха w_2 на выходе из горелок при тангенциальном расположении

Тип горелок	$Q_{\text{г}}$, Гкал/ч	Антрацитовый штыб, полу-антрациты и тощие угли			Каменный и бурый угли			Бурый уголь при сжигании в установках с мельницами-вентиляторами ¹		
		w_1 , м/с	w_2 , м/с	w_2/w_1	w_1 , м/с	w_2 , м/с	w_2/w_1	w_1 , м/с	w_2 , м/с	w_2/w_1
ГПО	13—20	20—22	25—30	1,2—1,4	22—23	38—40	1,7—1,8	—	—	—
	30	20—24	30—36	1,4—1,6	22—24	40—48	1,8—2,0	16—18	40—45	2,2—2,8
	45	23—25	36—38	1,5—1,6	23—25	42—50	1,8—2,0	18—20	45—50	2,5—2,8
	65	—	—	—	25—26	45—52	1,8—2,0	18—20	50—60	2,8—3,0
ГПЦпф	30	26—28	35—40	1,4—1,6	26—28	35—40	1,4—1,6	—	—	—
	45	26—28	40—45	1,4—1,6	26—28	40—45	1,4—1,6	—	—	—
	65	26—28	45—50	1,7—1,8	26—28	45—50	1,7—1,8	—	—	—
ГПЧг ²	30	—	—	—	24—26	38—42	1,4—1,8	—	—	—
	45	—	—	—	24—26	38—42	1,4—1,8	—	—	—
	—	—	—	—	24—26	38—42	1,4—1,8	—	—	—

¹ При влажности бурого угля $W^P = 35 \div 45\%$ и зольности $A^C = 5 \div 15\%$.

² Скорости даны для каменных углей.

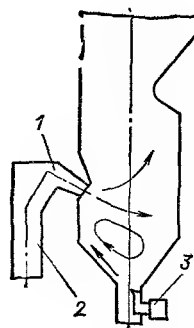


Рис. 4.26. Вихревая топка ЛПИ.

1 — горелки; 2 — шахта мельницы; 3 — сопла вторичного воздуха.

Число ярусов выбирается в зависи-мости от сорта сжигаемого топлива в соответствии с тепловым напряжени-ем сечения топочной камеры. Расчет-ные значения скоростей первичного и вторичного воздуха при выходе из сопл горелки при тангенциальном рас-положении (при номинальной нагруз-ке) должны выбираться по табл. 4.15.

При встречном расположении горе-лок скорости пылевоздушной смеси и вторичного воздуха на выходе из горе-лок выбираются в соответствии со зна-чениями, приведенными в табл. 4.16.

Следует отметить, что, кроме ука-занных способов сжигания пылеуголь-ного топлива, ЛПИ (Ленинградский политехнический институт) разраба-тывается вихревой способ сжигания бурых углей и фрезерного торфа с размолом в молотковых мельницах или даже без мельниц (рис. 4.26).

Горелки выполняются с амбразурами пря-моугольного выходного сечения, наклонен-

Таблица 4.16. Скорости пылевоздушной смеси w_1 и вторичного воздуха w_2 на выходе из горелок при встречном расположении при сжигании антрацитового штыба, полуантрацитов, тощих, каменных и бурых углей

Тип горелки	Тепловая мощность горелки Q_r , Гкал/ч	w_1 , м/с	w_2 , м/с	w_2/w_1
ГПЦДФ	30	26—28	35—40	1,4—1,6
	45	26—28	40—45	1,4—1,6
	65	26—28	45—50	1,7—1,8
ГПЧв*	20—45	12—14	1,8—3,0	2,1—2,3

* Скорость показана для бурых углей.

ными вниз под небольшим углом. Шахта мельницы горизонтальной частью присоединяется к входному сечению горелки. Пылевоз-

душная смесь поступает из горелок в топку со скоростью 20—30 м/с. Вторичный воздух подается со скоростью 40—60 м/с через сопла, установленные в нижней части заднего ската холодной воронки. Струи пылевоздушной смеси и вторичного воздуха в нижней части топочной камеры, включая объем холодной воронки, образуют вихрь с горизонтальной осью вращения.

Подача пыли с ограниченным количеством воздуха способствует ускорению зажигания факела на выходе из горелок, а усиленный тепло- и массообмен в вихре интенсифицирует выгорание. Благодаря многократной циркуляции крупных частиц в вихревом факеле горение протекает с достаточной полнотой при грубом помоле.

В настоящее время ведутся работы по сжиганию в вихревой топке фрезерного торфа без предварительной сушки и помола в мельницах.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

5.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ СХЕМАХ КОТЕЛЬНЫХ

На тепловых схемах котельной с помощью условных графических изображений показывается основное и вспомогательное оборудование объединяемое линиями трубопроводов для транспортировки теплоносителей в виде пара или воды. Тепловые схемы могут быть принципиальные, развернутые и рабочие или монтажные.

На принципиальной тепловой схеме указывается лишь главное оборудование (котлы, подогреватели, деаэраторы, насосы) и основные трубопроводы без арматуры, всевозможных вспомогательных устройств и второстепенных трубопроводов и без уточнения количества и расположения оборудования. На этой схеме показываются расходы и параметры теплоносителей.

На развернутой тепловой схеме показывается все устанавливаемое оборудование, а также все трубопроводы, соединяющие оборудование, с запорной и регулирующей арматурой.

Если объединение в развернутой тепловой схеме всех элементов и оборудования котельной из-за их большого числа затруднительно, то эту схему разделяют на части по технологическому процессу. Так, например, в качестве самостоятельных схем выполняют схемы подготовки воды, продув-

ки из паровых котлов, сбора и удаления дренажей и т. п. Это позволяет в развернутой тепловой схеме достаточно подробно и ясно отразить все главные и вспомогательные элементы оборудования котельной, а также указать диаметры всех трубопроводов.

Рабочую или монтажную тепловую схему обычно выполняют в ортогональном, а иногда отдельные сложные узлы — в аксонометрическом изображении с указанием отметок расположения трубопроводов, их наклона, арматуры, креплений, размеров и т. д. Эта схема также разделяется на части для удобства использования и облегчения монтажа оборудования, арматуры и трубопроводов.

На монтажных схемах указываются все необходимые сведения о марке стали или о материале данного узла, способах его соединения со смежными, о массе деталей или блока, т. е. составляется спецификация на все элементы, входящие в данную часть тепловой схемы. Развернутая и рабочая (монтажная) схемы могут быть составлены лишь после разработки принципиальной тепловой схемы и ее расчетов, на основе которых выбирается оборудование.

Основной целью расчета тепловой схемы котельной является:

определение общих тепловых нагрузок, состоящих из внешних нагрузок и расходов тепла на собственные нуж-

ды, и распределение этих нагрузок между водогрейной и паровой частями котельной для обоснования выбора основного оборудования;

определение всех тепловых и массовых потоков, необходимых для выбора вспомогательного оборудования и определения диаметров трубопроводов и арматуры;

определение исходных данных для дальнейших технико-экономических расчетов (годовых выработок тепла, годовых расходов топлива и др.).

Расчет тепловой схемы позволяет определить суммарную теплопроизводительность котельной установки при нескольких режимах ее работы.

По известным суммарным расходам пара и горячей воды производится выбор типа, количества и производительности котельных агрегатов. В некоторых случаях оказывается целесообразным принять два типа котлоагрегатов — паровые и водогрейные.

ГПИ «Сантехпроект» выполнил ряд технико-экономических расчетов по применению в котельных паровых и водогрейных котлов и рекомендует в котельных с общей теплопроизводительностью (пар и горячая вода) до 50 Гкал/ч устанавливать только один тип котлов — паровые котлы, а горячую воду для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения получать от пароводяных подогревателей. Для мощных котельных с общей теплопроизводительностью свыше 100 Гкал/ч может оказаться рациональным применение комбинированных паровых котлов с гибкой регулировкой паровой и водогрейной нагрузок.

После выбора котлов, производится выбор всего необходимого для их работы вспомогательного оборудования, т. е. различных теплообменных аппаратов, аппаратуры водоподготовки, насосов, баков и пр.

Все выбранное оборудование наносится на тепловую схему в виде условных обозначений, выбираемых в соответствии с действующими стандартами. Так же условными линиями изображают трубопроводы для различного вида жидкостей, пара и газа. Для удобства обозначения и чтения тепловых схем целесообразен следующий порядок размещения условных обозначений оборудования на схеме: в верхнем ряду наносят обозначения котельных агрегатов и деаэраторов,

ниже теплообменников, затем насосов, далее различных емкостей или баков, а под ними дренажных, продувочных и прочих колодцев, отводящих и подводящих трубопроводов пара, воды, конденсата.

Такой принцип обозначения оборудования принят для всех приведенных ниже тепловых схем.

Достаточно большая сложность тепловых схем современных котельных установок с паровыми, водогрейными и пароводогрейными котлами вынуждает вести их расчет методом последовательных приближений. Для каждого из элементов тепловой схемы составляется уравнение теплового и материального баланса, решение которого позволяет определить неизвестные расходы и энтальпии. Общая увязка этих уравнений, число которых зависит от параметров теплоносителей, системы горячего водоснабжения и ряда других условий, осуществляется составлением материального и теплового баланса деаэратора, куда сходятся основные потоки рабочего тела. Ряд величин, необходимых для увязки тепловой схемы, получают из расчета элементов и устройств, связанных со схемой. При отсутствии всех необходимых сведений на основе опыта проектирования рядом величин можно предварительно задаваться.

Так, например, для определения расхода пара или горячей воды на собственные нужды котельной Сантехпроект рекомендует предварительно принимать следующие величины расходов теплоты: на деаэрацию питательной воды и подогрев сырой и химически очищенной воды при закрытой системе теплоснабжения от 7 до 10 % суммарного отпуска тепловой энергии внешним потребителям; на потери теплоты внутри котельной 2—3 % той же величины. При открытой системе горячего водоснабжения расход теплоты на деаэрацию и подогрев сырой и химически очищенной воды заметно выше.

Латгипропром считает целесообразным общие расходы теплоты на собственные нужды котельной определять, исходя из расходов теплоты на отопление и вентиляцию здания котельной, на потери теплоты теплоизоляцией трубопроводов, оборудования и теплообменных аппаратов, на потери с выбрасываемой в канализацию во-

дой (продувка котлов, собственные нужды водоподготовки), расходов теплоты на мазутоснабжение, а также на разные отдельно не учитываемые потери теплоты (выпар из деаэраторов, отбор проб, утечки через неплотности, горячее водоснабжение душевых), которые условно оцениваются в размере 0,2 % установленной теплопроизводительности котлов.

На основе анализа выпущенных проектов составлены упрощенные эмпирические формулы для определения перечисленных выше расходов теплоты на собственные нужды котельной. Потребности тепловой энергии внешних потребителей, как правило, определяются схемами теплоснабжения промпредприятий, промышленных узлов или жилых районов городов.

При расчетах тепловых схем задаются температурой воды, идущей на химводоочистку в пределах 20—30°C, исходной воды, поступающей в котельную зимой — 5°C, летом — 15°C. Потери воды в тепловых сетях с закрытой системой горячего водоснабжения принимаются равными 0,5 % объема воды в сетях, а при отсутствии данных об объеме равными 1,5—2,0 % часового расхода воды в сети. Приняв предварительно указанные величины, можно выполнить расчет тепловой схемы. При расхождении полученных в расчете величин с ранее принятыми больше чем на 3 % нужно повторить расчет, подставив в качестве исходных полученные значения. Это второе приближение обычно дает необходимую сходимость.

В качестве примера ниже приводится расчет тепловой схемы производственной котельной, изображенной на рис. 5.1.

Зная по исходным данным расход пара на производство и обозначая через D_T , найдем количество потерянного конденсата, т/ч, если возвращаемая доля его составляет μ :

$$G_2 = (1 - \mu) D_T. \quad (5.1)$$

Расход пара на собственные нужды котельной состоит из расхода на подогреватель сырой и химически очищенной воды, деаэратора, на подогрев мазута, обдувку и потерь. Количество пара на подогрев воды до и после химводоочистки и на деаэратор, т/ч, можно принимать предварительно равным от 5 до 10 % расхода пара на производство:

$$D_{св} + D_{хов} + D_d = (0,05 \div 0,1) D_T. \quad (5.2)$$

Расход пара на подогрев мазута $D_{м.х}$ и потери $D_{пот}$ внутри котельной также предва-

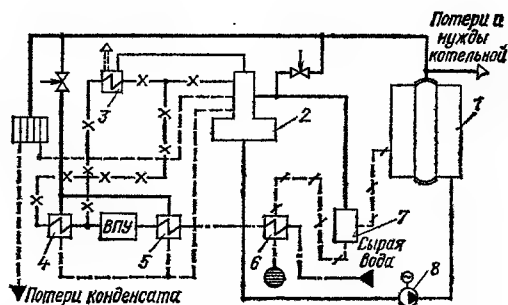


Рис. 5.1. Принципиальная тепловая схема производственной котельной.

1 — котел паровой; 2 — деаэратор; 3 — охладитель выпара; 4 — подогреватель химически очищенной воды; 5 — подогреватель сырой воды; 6 — охладитель продувочной воды; 7 — сепаратор непрерывной продувки; 8 — питательный насос.

рительно принимают равным 2—5 % расхода пара на производство, т/ч:

$$D_{м.х} + D_{пот} = (0,02 \div 0,05) D_T. \quad (5.3)$$

Количество пара, расходуемого в системе мазутного хозяйства, определяется расчетом, детальное изложение которого дано в § 7.4. Можно принять суммарный расход пара на нужды мазутного хозяйства в небольших котельных равным около 3 % отпущенного количества пара. Тогда суммарное количество пара, которое должны выработать котельные агрегаты, т/ч, составит:

$$\begin{aligned} \Sigma D &= D_T + D_{с.в} + D_d + D_{м.х} + D_{пот} \approx \\ &\approx (1,07 - 1,13) D_T. \end{aligned} \quad (5.4)$$

Определив суммарную максимальную потребность в паре, необходимо выбрать тип и число котлов с учетом требований СНиП II-35-76. Количество и единичную производительность котлов устанавливаемых в котельной, следует выбирать по расчетной производительности котельной, проверяя режим работы для летнего периода года. При этом в случае выхода из строя наибольшего по производительности котла в котельных первой категории оставшиеся должны обеспечивать отпуск теплоты потребителям на технологическое теплоснабжение и на системы вентиляции в количестве, определенном минимально допустимыми для данных потребителей нагрузками, на отопление и горячее водоснабжение — в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца.

В случае выхода из строя одного котла, независимо от категории котельной, количество теплоты, отпускаемой потребителям второй категории, не нормируется.

В котельных должна предусматриваться установка не менее двух котлов, за исключением производственных котельных второй категории, в которых допускается установка одного котла. При выборе котлов следует учитывать рекомендации строительных норм и правил об однотипности котлов. Оптимальное число котлов в новых котельных следует считать равным трем. Единичную производительность однотипных котлов определяют, не считая резервного парового котла, так, чтобы соблюсти условие

$$\Sigma D / D_{ед} = n \approx 3, \quad (5.5)$$

где $D_{ед}$ — номинальная производительность котла, т/ч.

При этом должно быть выдержано положение, что

$$D_{ед} n \geq \Sigma D. \quad (5.6)$$

Зная сепарационные устройства выбранного котлоагрегата, можно рассчитать узел продувки, взяв величину продувки $p_{пр}$ из расчета подготовки воды или приняв от 2 до 10 % номинальной производительности котлов.

Количество воды, удаляемое из котла с продувкой, т/ч,

$$G_{пр} = D_{ед} n \frac{p_{пр}}{100}. \quad (5.7)$$

Если величина $G_{пр} \geq 0,5$ т/ч, необходимо осуществить непрерывную продувку, а при $G_{пр} > 1$ т/ч иметь расширитель 7 и теплообменник 6 для использования теплоты, содержащейся в воде продувки. Эту теплоту утилизируют, отделяя пар и направляя его в деаэратор 2, а остаток воды — на подогрев сырой воды (рис. 5.1).

Количество пара, т/ч, получаемое из расширителя 7, находят из балансового уравнения,

$$D_{пр} = \frac{G_{пр} (i'_{пр} - i''_{пр})}{x (i'_п - i''_{пр})}, \quad (5.8)$$

где $i'_{пр}$ — энтальпия воды при давлении в котле, ккал/кг; $i''_{пр}$ — энтальпия воды при давлении в расширителе, ккал/кг; $i'_п$ — энтальпия пара при давлении в расширителе, ккал/кг; x — степень сухости пара, выходящего из расширителя, обычно равная 0,98.

Количество воды, уходящей в теплообменник 6, т/ч,

$$G'_{пр} = G_{пр} - D_{пр}. \quad (5.9)$$

Зная суммарную производительность котельной и количество воды, удаляемое с продувкой, можно найти количество воды, поступающее в котлы и равное расходу воды из деаэратора 2, т/ч,

$$G_d = \Sigma D + G_{пр}, \quad (5.10)$$

а при наличии редукционно-охладительной установки, на которую идет $G_{РОУ}$, т/ч,

$$G_d = \Sigma D + G_{пр} + G_{РОУ}.$$

Из деаэратора вместе с газами удаляется пар, выделяющийся из поступившей воды. По данным ЦКТИ это количество пара, обозначаемое $D_{вып}$, составляет от 2 до 5 кг на каждую 1 т деаэрированной воды. Теплота, содержащаяся в выпаре, используется обычно для подогрева химически очищенной воды, направляемой в деаэратор. В крупных котельных конденсат выпара возвращают в цикл, а в мелких сбрасывают в дренаж. Следовательно, максимальное количество воды, поступающей в деаэратор из химводоподготовки, т. е. производительности последней, т/ч:

$$G_{ВПУ} = G_2 + G'_{пр} + D_{м.х} + D_{пот} + D_{вып}, \quad (5.11)$$

где G_2 — количество потеряннного конденсата, т/ч, а при возврате конденсата выпара и кон-

денсата из мазутного хозяйства, если он загрязнен нефтепродуктами, т/ч:

$$G_{ВПУ} = G_2 + G'_{пр} + D_{пот}. \quad (5.12)$$

Количество сырой воды, поступающей в химводоочистку из водопровода или от другого источника водоснабжения, будет больше величины $G_{ВПУ}$, так как в самой химводоочистке имеются затраты воды на взрыхление, регенерацию, отмывку фильтров и другие нужды, составляющие от 10 до 25 % производительности водоподготовки. Следовательно, количество воды, поступающей в теплообменник 6, т/ч, составляет:

$$G_{с.в} = (1,1 - 1,25) G_{ВПУ}. \quad (5.13)$$

При указанных ранее температурах сырой (исходной) воды ($i'_{с.в}$) 5 или 15 °C и найденном по последнему уравнению расходе $G_{с.в}$, принимая, в зависимости от выбранного способа ее обработки (известкование, коагуляция, катионирование и т. д.), температуру воды перед химводоочисткой $t_{ВПУ}$ и ее теплоемкость $c = 1$ ккал/(кг·°C), можно найти расход пара на подогреватель 5, т/ч:

$$D_{с.в} = \frac{G_{с.в} (i'_{ВПУ} - i'_{с.в}) c_v}{(i'_п - i'_к) \eta_{под}}, \quad (5.14)$$

где, кроме указанных выше, приняты следующие обозначения: $i'_{ВПУ}$ — температура воды перед водоподготовкой, °C; $i'_п$ — энтальпия греющего пара, ккал/кг; $i'_к$ — энтальпия уходящего конденсата, ккал/кг; $\eta_{под} = 0,98$ — коэффициент, учитывающий потерю теплоты теплообменником в окружающую среду.

Расчет теплообменника 6, утилизирующего теплоту воды от продувки после расширителя 7, а также теплообменника 4 ведется по аналогичному выражению. Температура сырой воды после теплообменника 6, °C, определяется из выражения

$$i''_{с.в} = \frac{G'_{пр} (i'_{пр} - 35) \eta_{под}}{G_{ВПУ} c_v}, \quad (5.15)$$

где 35 — энтальпия воды, сбрасываемой в дренажный колодец или канализацию, ккал/кг.

Температура воды после водоподготовительной установки, °C,

$$i'_{ВПУ} = i'_{ВПУ} - \Delta t, \quad (5.16)$$

где Δt — снижение температуры воды в процессе ее обработки, обычно равное 2—3 °C.

Аналогично определяется и температура химически очищенной воды после охладителя выпара 5.

Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами на деаэраторе завершают, составляя материальный и тепловой балансы:

$$D_d + D_{с.в} + (D_t - G_2) + G_{ВПУ} = D_{вып} + G_d; \quad (5.17)$$

$$D_d i'_п + D_{с.в} i'_к + (D_t - G_2) i'_к + G_{ВПУ} i'_д = D_{вып} i_{вып} + G_d i''_д, \quad (5.18)$$

откуда

$$D_d = \frac{D_{вып} i_{вып} + G_d i''_д - i'_п}{i'_п - i'_к}$$

$$D_{c.v} i_k + (D_T - G_2) i_k + G_{впу} i'_d \quad (5.19)$$

где $i_{вм}$ — энтальпия выпара, ккал/кг; i'_d — энтальпия воды, выходящей из деаэратора, ккал/кг; i_d — энтальпия воды, входящей в деаэратор 2, после подогревателя химически очищенной воды 4.

Суммируя расход пара на подогреватели сырой и химически очищенной воды с расходом пара на деаэратор D_d , получаем величину, которая должна быть равна полученной ранее из выражения (5.2). Если она отличается не более чем на 3—5% от величины, найденной по уравнению (5.2), то расчет можно считать законченным, а в противном случае его необходимо повторить с учетом сделанных ранее рекомендаций.

При подогреве воды, подаваемой на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение паром в сетевых подогревателях 2 (рис. 5.2), последние могут быть подключены прямо к паропроводам или через редукционно-охладительную установку, как это показано на схемах рис. 5.2, а и б.

Схема по рис. 5.2, а может использоваться, когда вода из тепловой сети проходит подогреватель 2, расположенный над паровым котлом на высоте не менее 1,5 м от горизонтальной оси его верхнего барабана. Пар из барабана поступает в подогреватель 2, отдает теплоту, конденсируется, и полученный конденсат самотеком идет в нижний барабан котла.

В основном в практике пользуются схемой, показанной на рис. 5.2, б, где подогреватель сетевой воды включен на более низкое, чем в схеме рис. 5.2, а, давление, так же, как и остальные потребители теплоты в котельной, по схеме, изображенной на рис. 5.1.

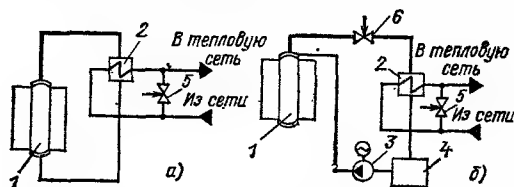


Рис. 5.2. Схемы присоединения подогревателей сетевой воды к паровым котлам.

а — непосредственно к котлам с полным давлением; б — после редукционной установки; 1 — котел паровой; 2 — подогреватель сетевой воды; 3 — насос питательный; 4 — бак питательной воды; 5 — регулятор перепуска; 6 — редукционная установка.

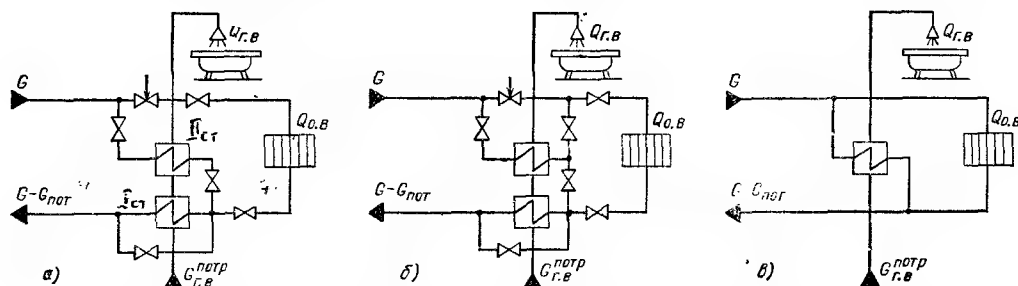


Рис. 5.3. Схемы присоединения подогревателей воды для нужд горячего водоснабжения.

а — двухступенчатая смешанная; б — двухступенчатая последовательная; в — параллельная.

Подключение подогревателей сетевой воды по схеме рис. 5.2, б подобно подключению любых других тепловых потребителей, расход пара определяется из выражения, т/ч:

$$D_{c.v} = \frac{(Q_{o.v} + Q_{г.в}) 10^3}{(i_p - i_k) \eta_{под}} \quad (5.20)$$

где $Q_{o.v}$ — расход теплоты на отопление и вентиляцию, Гкал/ч; $Q_{г.в}$ — расход теплоты на горячее водоснабжение, Гкал/ч. Остальные обозначения даны ранее.

Конденсат из подогревателей сетевой воды не загрязнен и находится под давлением, большим давления в деаэраторе. Поэтому его обычно прямо направляют в деаэраторы. Потери пара и конденсата из подогревателей сетевой воды при нормальных условиях незначительны, и их учитывают при расчете тепловых схем величиной $D_{пот}$. Поэтому количество химически очищенной или умягченной воды, выходящей из химводоочистки в деаэратор, может быть найдено с помощью выражения (5.11). При расчете деаэратора количество конденсата из сетевых подогревателей и вносимой им теплоты следует учесть в материальном и тепловом балансах, составляемых с помощью выражений (5.17) и (5.18), поскольку количество конденсата и его энтальпия влияют на расход пара, требующегося для деаэратора.

До рассмотрения методов расчета производственно-отопительных котельных с паровыми и водогрейными котлами целесообразно изложить расчет тепловых схем с чисто водогрейными котлами.

Существуют три принципиальные схемы присоединения теплообменников для нужд горячего водоснабжения — параллельная, двухступенчатая последовательная, которые показаны на рис. 5.3, а—в.

При параллельном присоединении растет общий расход сетевой воды. При других вариантах растет расход воды на рециркуляцию ее в водогрейных котельных. В настоящее время наиболее часто встречается двухступенчатое, последовательное с системой отопления и вентиляции включение теплообменников для горячего водоснабжения потребителей.

Исходные данные для расчета схемы целесообразно свести в таблицу со сведениями для режимов работы установки: максимального, в наиболее холодный месяц, среднего зимнего, в переходный период и летнего. Знание этих режимов позволяет правильно выбрать оборудование, в том числе сетевые и рециркуляционные насосы. Особенно сильное влияние на оборудование котельной с водогрейными агрегатами оказывает тип системы горячего водоснабжения — закрытая или открытая.

При расчете тепловой схемы с водогрейными котлами необходимо определить расход воды через котел и соответствие полученного расхода величине, установленной заводом-изготовителем. Объясняется это тем, что надежное охлаждение всех поверхностей нагрева водогрейных котлов может иметь место лишь при специально выбираемых гидродинамических режимах. Поскольку в тепловых сетях осуществляется качественное регулирование, при котором расход воды постоянен, а изменяется лишь ее температура, необходимо определить расход воды через котлы при летнем режиме, когда расход теплоты наименьший. Температура воды, поступающей и возвращающейся из тепловых сетей $t'_{т.с}$ и $t''_{т.с}$, позволяет найти энтальпии воды и определить ее расход. Следует учитывать, что при закрытой системе горячего водоснабжения подогрев воды у потребителя для нужд горячего водоснабжения можно осуществлять за счет использования теплоты воды, прошедшей системы отопления и вентиляции, т.е. при последовательном включении теплообменников отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Количество воды, т/ч, которое необходимо нагреть в котлах для нужд отопления и вентиляции, составляет:

$$G_{о.в} = \frac{Q_{о.в} \cdot 10^3}{(i'_{т.с} - i''_{т.с}) \eta_{т.с}},$$

где $i'_{т.с}$ и $i''_{т.с}$ — энтальпии воды после и перед котельной установкой, ккал/кг; $\eta_{т.с}$ — коэффициент, учитывающий потери теплоты в тепловых сетях.

Если принять теплоемкость воды $c_v = 1$ ккал/(кг·°C), то

$$G_{о.в} = \frac{Q_{о.в} \cdot 10^3}{(i'_{т.с} - i''_{т.с}) \eta_{т.с}}, \quad (5.21)$$

где $i'_{т.с}$ и $i''_{т.с}$ — температура воды после и перед котельной установкой, °C.

При последовательном включении теплообменников для горячего водоснабжения температура воды за ними для максимального зимнего и среднего наиболее холодного месяца может быть найдена из выражения

$$i''_{г.в} = i''_{т.с} = i''_{о.в} - \frac{G_{г.в}^{потр} (i_{г.в} - i'_{с.в})}{G_{о.в} \eta_{под} c_v}, \quad (5.22)$$

где $i''_{о.в}$ — температура воды за системой отопления и вентиляции, °C; $i''_{т.с}$ — температура воды в обратной линии тепловых сетей, °C; $G_{г.в}^{потр}$ — расход воды потребителем горячего водоснабжения, кг/ч; $i_{г.в}$ и $i'_{с.в}$ — энтальпии горячей (60 ккал/кг) и холодной воды (зимой 5 и летом 15 ккал/кг) за и перед теплообменником горячего водоснабжения.

Второй член в правой части уравнения (5.22) учитывает охлаждение обратной воды системы отопления и вентиляции за счет подогрева воды системы горячего водоснабжения в первой ступени теплообменника (рис. 5.3, а и б).

Для других режимов может быть использован для определения $i''_{т.с}$ график, приведенный на рис. 2.9. Расход воды потребителем горячего водоснабжения, т/ч, составляет:

$$G_{г.в}^{потр} = \frac{Q_{г.в} \cdot 10^3}{i_{г.в} - i'_{с.в}}. \quad (5.23)$$

Количество воды из тепловых сетей, проходящее через теплообменники горячего водоснабжения, в этом случае равно расходу воды на отопление и вентиляцию $G_{о.в}$ и расходу прямой сетевой воды, идущей у потребителя на вторую ступень подогрева воды для нужд горячего водоснабжения.

При параллельном включении теплообменников горячего водоснабжения с системой отопления и вентиляции количество воды, идущей в теплообменники горячего водоснабжения из подающей магистрали тепловых сетей, т/ч, будет:

$$G_{г.в} = \frac{Q_{г.в} \cdot 10^3}{(i'_{т.с} - i''_{т.с}) \eta_{под}}. \quad (5.24)$$

Расход воды в подающей магистрали тепловых сетей, т/ч,

$$G = G_{о.в} + G_{г.в}. \quad (5.25)$$

Потери воды в закрытой системе теплоснабжения, как отмечалось ранее, составляют до 0,5% объема воды в тепловых сетях и в системе потребителей, или 1,5–2,0% часового расхода, т/ч

$$\Delta G = K_{т.с} G, \quad (5.26)$$

где $K_{т.с} = 0,015 \div 0,02$.

Кроме того, при работе на мазуте часть теплоты, полученной в котлах, расходуется на подогрев мазута, что требует дополнительного расхода воды. Количество теплоты, Гкал/ч, для подогрева мазута можно найти с помощью уравнения

$$Q_{м.х} = B_{см} \frac{i'_m - i''_m}{\eta_{под} \cdot 10^6}, \quad (5.27)$$

где B — часовой расход мазута при соответствующем режиме, кг/ч; c_m — теплоемкость мазута, ккал/(кг·°C); t_m'' и t_m' — температуры мазута за и перед подогревателями, °C.

Расход воды на подогрев мазута, т/ч,

$$G_{м.х} = \frac{Q_{м.х}}{(i_{т.с}' - i_2')10^3}, \quad (5.28)$$

где i_2' — энтальпия воды после подогревателей мазута, ккал/кг.

Кроме перечисленных расходов теплоты и потерь в тепловых сетях, в самой котельной имеются безвозвратные расходы воды на уплотнение и охлаждение подшипников насосов и дымососов, на охлаждение приборов на котлах и др. Эти расходы воды вместе с расходом воды на собственные нужды химводоочистки могут составлять до 25—30% количества подпиточной воды тепловых сетей ΔG , и их можно учесть повышением величины $K_{т.с}$ до 0,02—0,025 или, [см. формулу (5.13)], увеличением расхода сырой воды.

Сохраняя единообразие способа расчета, примем, что количество воды, которое должна подготовить химводоочистка, составляет:

$$G_{ВПУ} = \Delta G_{т.с} + \Delta G_{с.н} = K_{т.с} G + K_{с.н} G + G_{м.х}, \quad (5.29)$$

где $K_{с.н} = 0,004 + 0,005$.

При открытой системе горячего водоснабжения количество воды, идущее на подпитку тепловых сетей, заметно возрастает и может достигать 20% расхода воды в тепловых сетях. Следовательно, и количество воды, которое необходимо подготовить на химводоочистке, при открытой системе горячего водоснабжения возрастет в несколько раз по сравнению с закрытой.

Количество теплоты, необходимое для подогрева сырой воды перед химводоочисткой, определяется ее конечной и начальной энтальпией $i_{с.в}'$ и $i_{с.в}$, расходом воды $G_{с.в}$, определяемым из выражения (5.13), и КПД теплообменника $\eta_{под} = 0,98$, т. е.

$$Q_{с.в} = \frac{G_{с.в}}{\eta_{под}} (i_{с.в}' - i_{с.в}) \quad (5.30)$$

или

$$Q_{с.в} = 1,02 G_{с.в} (i_{с.в}' - i_{с.в}).$$

Количество теплоты, найденное по формуле (5.30), может быть передано от горячей воды, вышедшей из котла, в теплообменнике сырой воды. Однако при этом разность температур греющей и нагреваемой сред будет большой, а расход греющей среды малым, что не экономично. Поэтому сырую воду чаще греют теплоносителем с меньшей температурой, например водой, уже отдавшей часть теплоты в подогревателе химически очищенной воды.

Сырую воду в некоторых случаях целесообразно подогревать в контактных смешивающих теплообменниках с активной насадкой, устанавливаемых в трактах дымовых газов котлов.

Количество горячей воды, требующейся для подогрева сырой воды, т/ч, составит:

$$G_1 = \frac{Q_{с.в}}{(i_1' - i_2') \eta_{под} 10^3} \quad (5.31)$$

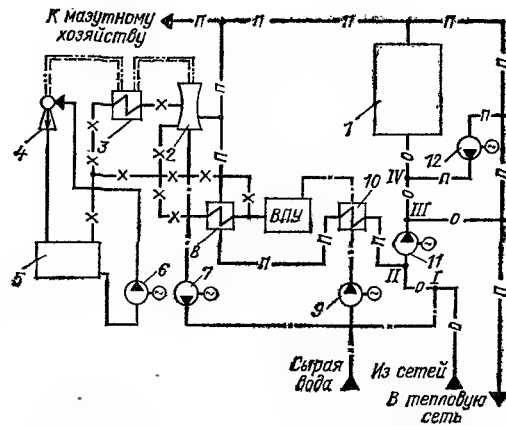


Рис. 5.4. Тепловая схема котельной с водогрейными котлами.

1 — котел водогрейный; 2 — деаэратор вакуумный; 3 — охладитель пара; 4 — эжектор; 5 — бак рабочей воды эжектора; 6 — насос рабочей воды; 7 — насос подпиточный; 8 — подогреватель химически очищенной воды; 9 — насос сырой воды; 10 — подогреватель сырой воды; 11 — насос сетевой; 12 — насос рециркуляционный.

или при $c_b = 1$ ккал/(кг·°C)

$$G_1 = \frac{Q_{с.в}}{(i_1' - i_2') \eta_{под} \cdot 10^3},$$

где i_1' и t_1' — энтальпия и температура воды перед теплообменником, ккал/кг и °C; i_2' и t_2' — энтальпия и температура за теплообменником сырой воды, ккал/кг и °C.

Химически очищенная вода из аппаратов водоподготовительной установки идет в подогреватель химически очищенной воды 8 (рис. 5.4), где энтальпия повышается до величины, требующейся для вскипания в вакуумном деаэраторе 2, т. е. примерно до 65—70 ккал/кг. Однако в аппаратах химводоочистки идет и охлаждение воды, которое составляет около 2—3°С, и тем меньше, чем ниже подогрев воды.

Для подогрева химически очищенной воды могут быть применены разные схемы: на рис. 5.4 подогрев осуществляется за счет горячей воды, отбираемой из котлов (в подогревателе 8) и частично в охладителе пара 3. Иногда химически очищенная вода сначала подогревается за счет охлаждения подпиточной воды, прошедшей деаэратор, а затем нагревается водой из котлов. Возможны и другие схемы, отличающиеся от рассмотренных и приводящие к уменьшению поверхности нагрева теплообменников или сокращению расхода воды от котлов.

Расчет любой тепловой схемы котельной при любом числе и способе включения теплообменников производится, исходя из количества теплоты, необходимой для подогрева химически очищенной воды до энтальпии, соответствующей давлению в деаэраторе, ккал/ч:

$$Q_{хов} = \frac{G_{хов}}{\eta_{под}} (i_d - i_{о.в}' - \Delta i), \quad (5.32)$$

где i_d — энтальпия воды в деаэраторе, ккал/кг; Δi — снижение энтальпии химически очищенной воды, ккал/кг.

Упрощая

$$Q_{\text{ХОВ}} \approx \frac{G_{\text{ХОВ}}}{\eta_{\text{под}}} (72 - i''_{\text{с.в}} - 2) = \frac{G_{\text{ХОВ}}}{\eta_{\text{под}}} (70 - i''_{\text{с.в}}).$$

Поскольку в охладителе выпара 3, показанном на рис. 5.4, подпиточная вода нагревается примерно на два градуса, величиной Δi в выражении (5.32) и подогревом воды в охладителе выпара без ущерба для точности расчета можно пренебречь. Горячая вода, отбираемая от котлов, пройдя подогреватель 8, идет в подогреватель сырой воды 10 (см. рис. 5.4).

Последней величиной, которая необходима для определения количества горячей воды за котлоагрегатами, является расход воды на рециркуляцию. Его определяют из выражения баланса тепла и расходов воды, ккал/ч:

$$G_k i'_k = G_{\text{рец}} i''_k + (G - \Delta G) i''_{\text{т.с}} + G_{\text{ВПУ}} i_d + G_1 i'_2,$$

откуда

$$G_{\text{рец}} = \frac{G_k i'_k - [(G - \Delta G) i''_{\text{т.с}} + G_{\text{ВПУ}} i_d + G_1 i'_2]}{i''_k - i''_{\text{т.с}}} \quad (5.33)$$

В этом выражении неизвестными являются две величины: расход воды на рециркуляцию $G_{\text{рец}}$ и энтальпия воды перед котлом i'_k . Последней можно задаться, исходя из обеспечения температуры воды на входе в котел не ниже 70°C при работе последнего на природном газе и $90-110^\circ\text{C}$ — на сернистом мазуте в зависимости от содержания серы в топливе. В основном энтальпия воды i'_k и расход воды на рециркуляцию определяются режимом работы тепловых сетей. Энтальпия воды, возвращающейся из сетей $i''_{\text{т.с}}$, может быть определена для нескольких режимов по рис. 2.9, из которого следует, что лишь при минимальных температурах наружного воздуха и параллельном включении теплообменников горячего водоснабжения энтальпия или температура воды в обратной линии тепловых сетей составляет 70°C .

При всех остальных режимах и последовательном включении теплообменников температура воды ниже и, начиная с конца отопительного сезона, составляет около 43°C . Из-за этого расход воды на рециркуляцию переменный и увеличивается с повышением температуры наружного воздуха. Поскольку количество воды, идущей на подпитку закрытой системы теплоснабжения, невелико, расход греющей ее воды тоже незначителен, температура мала. Это позволяет в выражении (5.33) в предварительных расчетах пренебречь величиной $G_1 i'_2$ без большого ущерба для точности.

При необходимости более точных расчетов можно, пользуясь балансом расхода воды и теплоты последовательно в точках I, II, III и IV (рис. 5.4), написать для точки I

$$(G - \Delta G) i''_{\text{т.с}} + \Delta G i_d = G i_1,$$

или

$$G (i_1 - i''_{\text{т.с}}) = \Delta G (i_d - i''_{\text{т.с}}),$$

откуда

$$i_1 = \frac{\Delta G}{G} (i_d - i''_{\text{т.с}}) + i''_{\text{т.с}}.$$

Так как все входящие в последнее выражение величины известны, то для точки II соответственно

$$G_{II} i_{II} = G_1 i_1 + G_1 i'_2,$$

где i'_2 — энтальпия воды после подогревателя, ккал/кг; $G_1 = G$; i_1 известно; G_1 известно из (5.31), а $G_{II} = G + G_1$.

Отсюда

$$i_{II} = \frac{G i_1 + G_1 i'_2}{G + G_1}.$$

В точке III температура воды постоянна, а количество не уменьшается ниже величины $G_{III} = G + G_1 - G_{\text{пер}}$, кг/ч, где $G_{\text{пер}}$ — количество воды, подаваемое сетевым насосом II (рис. 5.4) из обратного в подающий трубопровод тепловых сетей. Это количество воды зависит от выбранных условий: при постоянной температуре горячей воды за котлами ее расход больше, чем при постоянной температуре воды на входе в агрегат. Соответственно больше и расход воды на рециркуляцию, однако температура воды на входе в котел выше и при сернистых топливах последний лучше защищен от низкотемпературной коррозии. Если учесть требования подогрева мазута до температуры, большей 100°C , то необходимость поддержания постоянной и максимальной температуры воды за котлами, использующими сернистое топливо, будет очевидной.

Однако следует учитывать, что по условиям низкотемпературной коррозии хвостовых поверхностей водогрейного котла повышение температуры воды на входе выше 70°C является необходимым только при непосредственном вводе обратной сетевой воды в конвективную шахту.

Во всех других случаях как при сжигании газа, так и при сжигании сернистых топлив следует поддерживать температуру воды не выше 70°C , что позволяет резко снижать расход электроэнергии на привод рециркуляционных насосов. Пар на подогрев мазута и на другие собственные нужды в этом случае целесообразно получать от водогрейных котлов, работающих в комбинированном пароводогрейном режиме.

Следовательно, в этом случае количество воды в точке III может быть найдено следующим путем:

$$G_{III} = G_k - G_{\text{рец}} + G_{\text{пер}} = G + G_1 + G_{\text{пер}}.$$

При известной величине $i_2 = \text{const}$ из уравнения (5.33) при определенном заводе-изготовителем расходе воды через котел можно найти $G_{\text{рец}}$ и подсчитать $G_{\text{пер}}$ с помощью последнего уравнения. С другой стороны, расход воды в точке IV должен быть равен расходу воды через агрегат: $G_{IV} = G_k$, т. е. $G_{IV} = G + G_1 - G_{\text{пер}} + G_{\text{рец}}$, или $G_{\text{пер}} = G + G_1 + G_{\text{рец}} - G_k$.

Возможен и другой подход к выяснению расхода воды на перепуск и на рециркуляцию:

при известном расходе воды в подающей магистрали тепловых сетей $G_{o.v}$ и последовательном включении теплообменников горячего водоснабжения, когда из уравнения (5.22) известны температуры $t'_{т.с}$ или энтальпия $i'_{т.с}$, расход воды через перепускную линию в первом приближении можно найти из уравнений теплового баланса, пренебрегая изменением температуры, энтальпии и расхода воды в точках I и II:

$$G_{пер} (i'_k - i''_{т.с}) = G_{o.v} (i'_{т.с} - i''_{т.с}),$$

откуда

$$G_{пер} = \frac{G_{o.v} (i'_{т.с} - i''_{т.с})}{i'_k - i''_{т.с}},$$

где величина $i'_{т.с}$ — энтальпия воды на входе в тепловые сети — определяется в зависимости от температуры наружного воздуха и способа регулирования тепловых сетей, например, с помощью рис. 2.9; $i''_{т.с}$ находят из уравнения (5.22); i'_k принимается постоянной и равной 150 ккал/кг при сжигании сернистых топлив или 70 ккал/кг при сжигании газа.

Найдя ориентировочный расход воды через линию перепуска, с помощью приведенных ранее уравнений можно уточнить энтальпию воды в точках I—III для определения $i'_{т.с}$. При параллельном включении теплообменников горячего водоснабжения у потребителей в последнее уравнение подставляют величину G из (5.25). Расход воды на рециркуляцию при тех же допущениях можно найти из уравнения

$$G_{рец} (i'_k - i''_{т.с}) = G (i'_k - i''_{т.с}),$$

откуда

$$G_{рец} = \frac{G (i'_k - i''_{т.с})}{i'_k - i''_{т.с}},$$

где G при последовательном и параллельном включении теплообменников горячей воды определяют из выражения

$$G = \frac{(Q_{o.v} + Q_{г.в}) 10^3}{i'_k - i''_k},$$

а далее проводят те же уточнения расчета. Суммарное количество теплоты, Гкал/ч, которое необходимо получить в котлах, составляет:

$$\Sigma Q = Q_{o.v} + Q_{г.в} + Q_{с.в} + Q_{хов} + Q_{м.х} + Q_{пот}, \quad (5.34)$$

полный расчетный расход воды через них, т/ч,

$$\Sigma G = \frac{\Sigma Q}{i'_k - i''_k}, \quad (5.35)$$

что при числе агрегатов n дает возможность найти расход воды через один котел, т/ч,

$$G_k = \Sigma G / n, \quad (5.36)$$

т. е. произвести определение единичной теплопроизводительности водогрейного котла с учетом сказанного ранее об их числе и расходе воды через каждый из агрегатов. Это позволяет, пользуясь каталогами или справочниками [23] и указаниями СНиП II-35-76, подобрать соответствующий агрегат, соблюдая условие,

что $n \geq \Sigma Q$. Затем надлежит сопоставить расход воды через агрегат $\Sigma G_k / n$ с расходом, установленным заводом-изготовителем. Если $\Sigma G_k / n \geq G$ завода-изготовителя, расчет можно считать законченным. После этого проверяется, какое число водогрейных котлов должно работать при среднем зимнем и летнем режимах, а в некоторых случаях и при среднем режиме в наиболее холодный месяц года.

5.2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ

Для покрытия чисто паровых нагрузок или для отпуска незначительного количества тепловой энергии в виде горячей воды от тепловых источников, предназначенных для снабжения потребителей паром, устанавливаются паровые котлы низкого давления — обычно 14 кгс/см², но не выше 24 кгс/см². Проектируемые в последнее время паровые котельные чаще всего предназначены для одновременного отпуска пара и горячей воды, поэтому в их тепловых схемах имеются установки для подогрева воды. Принципиальная тепловая схема котельной с паровыми котлами для потребителей пара и горячей воды представлена на рис. 5.5.

Сырая вода поступает из водопровода с напором в 30—40 м вод. ст. Если напор сырой воды недостаточен, предусматривают установку насосов сырой воды 5.

Сырая вода подогревается в охладителе непрерывной продувки из паровых котлов 11 и в пароводяном подогревателе сырой воды 12 до температуры 20—30°С. Далее вода проходит через водоподготовительную установку (ВПУ), и часть ее направляется в подогреватель химически очищенной воды 13 этого потока (часть проходит через охладитель выпара деаэратора 4) и поступает в головку деаэратора питательной воды 2. В этот деаэратор направлены также потоки конденсата и пар после РОУ (17) с давлением 1,5 кгс/см² для подогрева деаэрируемой воды до 104°С. Деаэрированная вода при помощи питательных насосов 6 подается в водяные экономайзеры паровых котлов и к охладителю РОУ. Часть выработанного котлами пара редуцируется в РОУ и расходуется для подогрева сырой воды и деаэрации. Вторая часть потока химически очищенной воды подогревается в подогревателе 14, частично в охладителе выпара 4 и направляется в деаэратор подпиточной воды для тепловых сетей 3. Так как температура подпиточной воды обычно ниже 100°С, вода после этого деаэратора проходит водо-водяной теплообменник 14 и подогревает химически очищенную воду. Подпиточным насосом 7 вода подается в трубопровод перед сетевыми насосами 8, которые прокачивают сетевую воду сначала через охладитель конденсата 15 и затем через подогреватель сетевой воды 16, откуда вода идет в тепловые сети. Деаэратор подпиточной воды 3 также использует пар низкого давления.

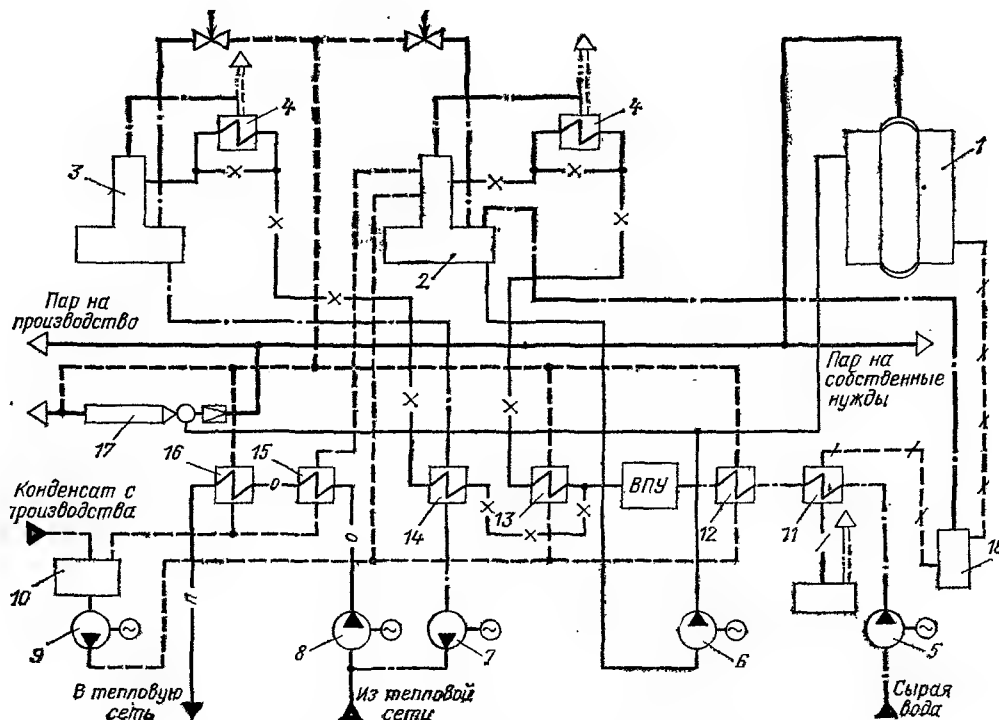


Рис. 5.5. Принципиальная тепловая схема котельной с паровыми котлами.

1 — паровой котел; 2 — деаэратор питательной воды; 3 — деаэратор подпиточной воды; 4 — охладитель-выпара; 5 — насос сырой воды; 6 — насос питательный; 7 — насос подпиточный; 8 — насос сетевой; 9 — насос конденсатный; 10 — бак конденсатный; 11 — охладитель продувочной воды; 12 — подогреватель сырой воды; 13 — подогреватель химически очищенной воды; 14 — охладитель подпиточной воды; 15 — охладитель конденсата; 16 — подогреватель сетевой воды; 17 — РОУ; 18 — сепаратор непрерывной продувки.

При закрытой системе теплоснабжения расход воды на подпитку тепловых сетей обычно незначителен. В этом случае довольно часто не выделяют отдельного деаэратора для подготовки подпиточной воды тепловых сетей, а используют деаэратор питательной воды паровых котлов.

На приведенной схеме (рис. 5.5) предусматривается использование теплоты непрерывной продувки паровых котлов.

Для этой цели устанавливается сепаратор непрерывной продувки 18, в котором вода частично испаряется за счет снижения ее давления от 14 до 1,5 кгс/см². Образующийся пар отводится в паровое пространство деаэратора, горячая вода направляется в водо-водяной подогреватель сырой воды 11. Охлажденная продувочная вода сбрасывается в продувочный колодец. Иногда предусматривают подачу продувочной воды для подпитки закрытых тепловых сетей. Подпитка тепловых сетей продувочной водой допускается только в том случае, когда общая жесткость сетевой воды не превышает 0,05 мг-экв/кг.

Принципиальная схема котельной с паровыми котлами и отдельно стоящими пароводяными подогревателями

для открытых систем теплоснабжения отличается от приведенной тепловой схемы паровой котельной при закрытой системе только установкой дополнительного деаэратора для деаэрации подпиточной воды тепловых сетей и установкой баков-аккумуляторов.

Конденсат от пароводяных подогревателей под давлением греющего пара во всех случаях рекомендуется направить прямо в деаэратор питательной воды паровых котлов 2, минуя конденсатные баки 10 и насосы 9. При работе паровой котельной на открытые системы теплоснабжения для деаэрации подпиточной воды устанавливают, как правило, атмосферные деаэраторы. Использование продувочной воды паровых котлов в качестве подпиточной для открытых систем теплоснабжения не разрешается.

Развернутая тепловая схема котельной с четырьмя паровыми котлами К-50-14 показана на рис. 5.6.

Из приведенной тепловой схемы видно, что потребители получают различные по параметрам теплоносители — перегретый пар с температурой 250°С и давлением 14 кгс/см², перегретый пар с температурой 190°С и давлением 6 кгс/см² и воду с температурой до 150°С.

Пар из котлов 1 поступает на редукционно-охладительные установки РОУ, где снижа-

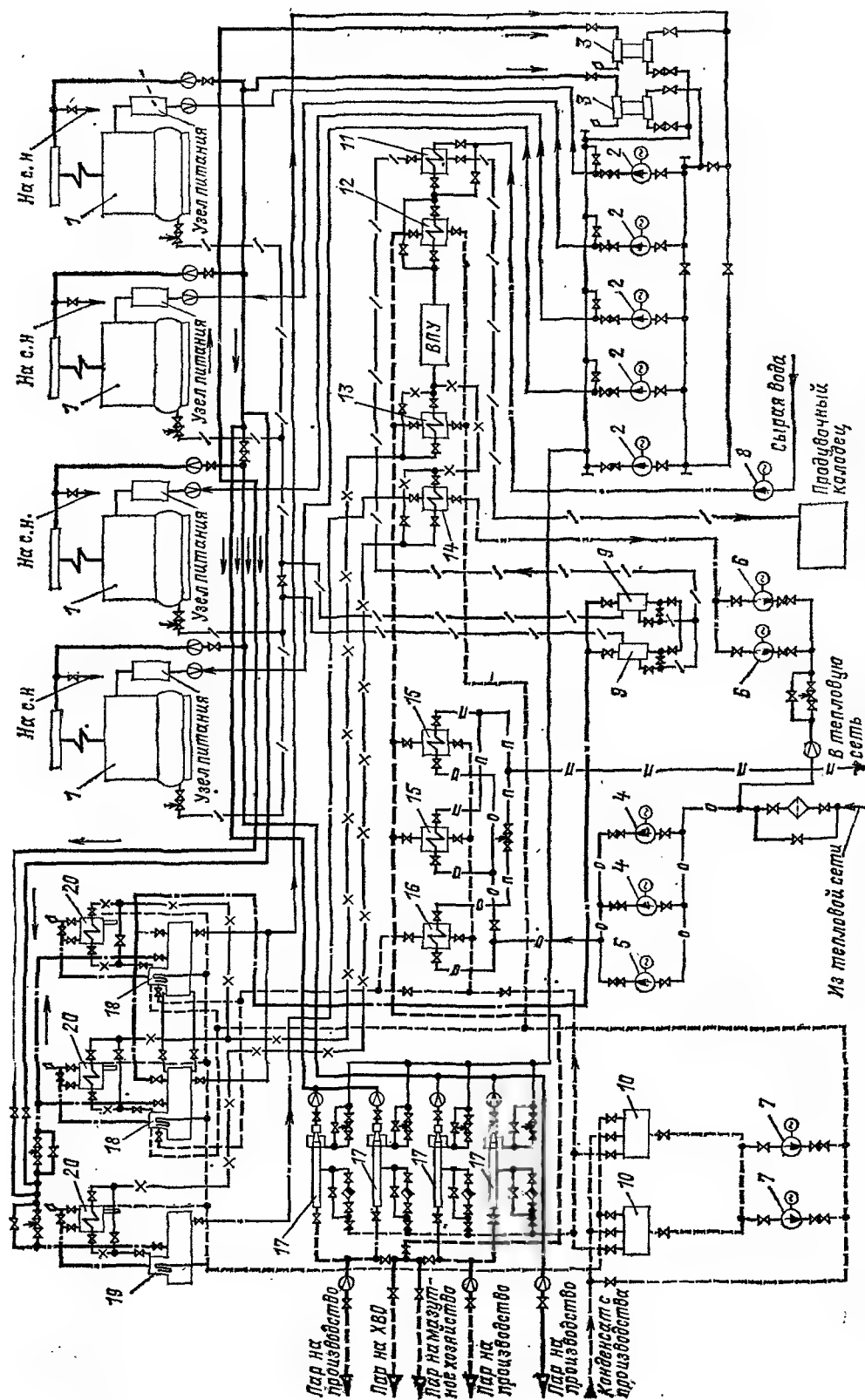


Рис. 5.6. Развернутая тепловая схема котельной с паровыми котлами.

1 — котел паровой; 2 — насос питательный электрический; 3 — насос сетевой; 4 — насос сетевой; 5 — насос сетевой; 6 — насос подпиточный; 7 — насос конденсатный; 8 — насос сырой воды; 9 — сепаратор непрерывной продувки; 10 — бак конденсатный; 11 — бак конденсатный; 12 — подогреватель сырой воды; 13 — подогреватель химически очищенной воды; 14 — подогреватель подпиточной воды; 15 — подогреватель сетевой воды; 16 — охладитель конденсата; 17 — РОУ; 18 — деаэрактор питательной воды; 19 — охладитель подпиточной воды; 20 — охладитель пара.

ются его давление и температура. Температура снижается за счет испарения поданной в РОУ питательной воды, которая распыливается в РОУ за счет снижения давления с 14—16 до 6 кгс/см².

Основная часть пара отпускается на производственные нужды из паропроводов котельной, часть редуцированного и охлажденного пара используется в пароводяных подогревателях 15 сетевой воды, откуда направляется в закрытую систему тепловых сетей. Конденсат от внешних потребителей собирается в конденсатные баки 10 и перекачивается конденсатными насосами 7 в деаэраторы питательной воды 18, конденсат от пароводяных подогревателей, установленных в котельной, подается прямо в деаэраторы 18.

Кроме того, имеется трубопровод для возможности слива его в конденсатные баки 10. Каждый паровой котел укомплектован центробежным питательным электронасосом 2. Для всех четырех установленных котлов предусмотрен один такой же резервный насос. Вода в паровые котлы может также подаваться двумя паровыми поршневыми насосами 3. Температура питательной воды после деаэратора равна 104°С, температура возвращаемого с производства конденсата 80—95°С.

Фактические напоры теплоносителей определяются исходя из рабочего давления пара в котлах и расчетов гидравлического сопротивления системы трубопроводов, арматуры и теплообменников. Выбор типа и производительности питательных насосов приведен ниже в § 6.2.

Редукционно-охладительные установки выбираются по каталогам на котельно-вспомогательное оборудование или по номенклатуре изделий, выпускаемых заводами.

Производительность РОУ и расход питательной воды определяют по приведенному ниже методу. Расход охлаждающей воды на 1 кг первичного пара можно найти из уравнения, кг/кг:

$$g_{\text{РОУ}} = \frac{i'_{\text{РОУ}} - i''_{\text{РОУ}}}{i'_2 - i_{\text{п.в}} + \varphi (i''_{\text{РОУ}} - i'_2)} \quad (5.37)$$

где $i'_{\text{РОУ}}$ и $i''_{\text{РОУ}}$ — энтальпии поступающего первичного и полученного вторичного пара, ккал/кг; i'_2 — энтальпия кипящей воды при давлении вторичного пара, ккал/кг; $i_{\text{п.в}}$ — энтальпия охлаждающей воды, ккал/кг; φ — коэффициент, учитывающий долю воды, которая не испаряется в охладителе.

БКЗ, выпускающий РОУ для котельных, рекомендует принимать $\varphi = 0,9$. Расход охлаждающей воды для получения расхода вторичного пара $D''_{\text{РОУ}}$, т/ч, составит:

$$G_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} g_{\text{РОУ}}, \quad (5.38)$$

где $D''_{\text{РОУ}}$ — расход первичного пара.

Расход вторичного пара $D''_{\text{РОУ}}$ определяется при составлении теплового баланса котельной. Расход первичного пара $D'_{\text{РОУ}}$ рассчитывают по формуле (5.39), исходя из требуемого количества $D''_{\text{РОУ}}$ и величины φ . Если $\varphi = 0,9$, энтальпию охлаждающей питательной воды $i_{\text{п.в}}$ и воды, уходящей в дренаж после РОУ принять одинаковыми, то

$$D'_{\text{РОУ}} = \frac{D''_{\text{РОУ}}}{1 + 0,9g_{\text{РОУ}}}. \quad (5.39)$$

Методика определения поверхностей нагрева пароводяных подогревателей рассмотрена в § 6.6.

5.3. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ С ВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ ДЛЯ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Выбор системы теплоснабжения (открытая или закрытая) производится на основе технико-экономических расчетов. Пользуясь данными, полученными от заказчика, и методикой, изложенной в § 5.1, приступают к составлению, затем и расчету тепловой схемы котельной, оборудованной стальными водогрейными котлами, поскольку максимальная теплопроизводительность чугунных котлов не превышает 1,0—1,5 Гкал/ч.

Так как рассмотрение тепловых схем удобнее вести на практических примерах, ниже приведены принципиальные и развернутые схемы котельных с водогрейными агрегатами.

Принципиальная тепловая схема отопительной котельной со стальными водогрейными котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения, показана на рис. 5.7.

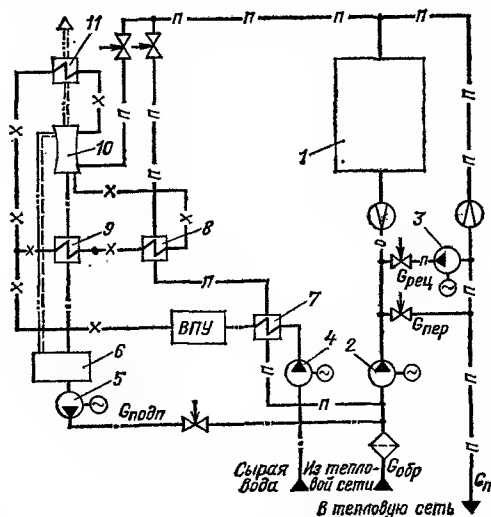


Рис. 5.7. Принципиальная тепловая схема котельной с водогрейными котлами.

1 — котел водогрейный; 2 — насос сетевой; 3 — насос рециркуляционный; 4 — насос сырой воды; 5 — насос подпиточной воды; 6 — бак подпиточной воды; 7 — подогреватель сырой воды; 8 — подогреватель химически очищенной воды; 9 — охладитель подпиточной воды; 10 — деаэратор; 11 — охладитель выпара.

Вода из обратной линии тепловых сетей с небольшим напором (20—40 м вод. ст.) поступает к сетевым насосам 2. Туда же подводится вода от подпиточных насосов 5, компенсирующая утечки воды в тепловых сетях. К насосам 1 и 2 подается и горячая сетевая вода, теплота которой частично использована в теплообменниках для подогрева химически очищенной 8 и сырой воды 7.

Для обеспечения температуры воды перед котлами, заданной по условиям предупреждения коррозии, в трубопровод за сетевым насосом 2 подают необходимое количество горячей воды, вышедшей из водогрейных котлов 1. Линию, по которой подают горячую воду, называют рециркуляционной. Вода подается рециркуляционным насосом 3, перекачивающим нагретую воду. При всех режимах работы тепловой сети, кроме максимально зимнего, часть воды из обратной линии после сетевых насосов 2, минуя котлы, подают по линии перепуска в количестве $G_{пер}$ в подающую магистраль, где вода, смешиваясь с горячей водой из котлов, обеспечивает заданную расчетную температуру в подающей магистрали тепловых сетей. Добавка химически очищенной воды подогревается в теплообменниках 9, 8 и 11 и деаэрируется в деаэраторе 10. Воду для подпитки тепловых сетей из баков 6 забирает подпиточный насос 5 и подает в обратную линию.

Даже в мощных водогрейных котельных, работающих на закрытые системы теплоснабжения, можно обойтись одним деаэратором подпиточной воды с невысокой производительностью. Уменьшается также мощность подпиточных насосов, оборудование водоподготовительной установки и снижаются требования к качеству подпиточной воды по сравнению с котельными для открытых систем. Недостатком закрытых систем является некоторое удорожание оборудования абонентских узлов горячего водоснабжения.

Для сокращения расхода воды на рециркуляцию ее температура на выходе из котлов поддерживается, как правило, выше температуры воды в подающей линии тепловых сетей. Только при расчетном максимально зимнем режиме температуры воды на выходе из котлов и в подающей линии тепловых сетей будут одинаковы. Для обеспечения расчетной температуры воды на входе в тепловые сети к выходящей из котлов воде подмешивается сетевая вода из обратного трубопровода. Для этого между трубопроводами обратной и подающей линии, после сетевых насосов, монтируют линию перепуска.

Наличие подмешивания и рециркуляции воды приводит к режимам работы стальных водогрейных котлов, отличающимся от режима тепловых сетей. Водогрейные котлы надежно

работают лишь при условии поддержания постоянства количества воды, проходящей через них. Расход воды должен поддерживаться в заданных пределах независимо от колебаний тепловых нагрузок. Поэтому регулирование отпуска тепловой энергии в сеть необходимо осуществлять путем изменения температуры воды на выходе из котлов.

Для уменьшения интенсивности наружной коррозии труб поверхностей стальных водогрейных котлов необходимо поддерживать температуру воды на входе в котлы выше температуры точки росы дымовых газов. Минимально допустимая температура воды на входе в котлы рекомендуется следующей:

при работе на природном газе — не ниже 60 °С; при работе на малосернистом мазуте — не ниже 70 °С; при работе на высокосернистом мазуте — не ниже 110 °С.

В связи с тем, что температура воды в обратных линиях тепловых сетей почти всегда ниже 60 °С, в тепловых схемах водогрейных котельных предусматривают, как отмечено ранее, рециркуляционные насосы и соответствующие трубопроводы. Для определения необходимой температуры воды за стальными водогрейными котлами должны быть известны режимы работы тепловых сетей, которые отличаются от графиков или режимных карт котлоагрегатов.

Во многих случаях водяные тепловые сети рассчитываются для работы по так называемому отопительному температурному графику типа, показанного на рис. 2.9. Расчет показывает, что максимальный часовой расход воды, поступающей в тепловые сети от котлов, получается при режиме, соответствующем точке излома графика температур воды в сетях, т. е. при температуре наружного воздуха, которой соответствует наинизшая температура воды в подающей линии. Эту температуру поддерживают постоянной даже при дальнейшем повышении температуры наружного воздуха.

Исходя из изложенного, в расчет тепловой схемы котельной вводят пятый характерный режим, отвечающий точке излома графика температур воды в сетях. Такие графики строятся для каждого района с соответствующей последнему расчетной температу-

рой наружного воздуха по типу показанного на рис. 2.9. С помощью подобного графика легко находятся необходимые температуры в подающей и обратной магистралях тепловых сетей и необходимые температуры воды на выходе из котлов. Подобные графики для определения температур воды в тепловых сетях для различных расчетных температур наружного воздуха — от -13°C до -40°C разработаны Теплоэлектропроектом.

Температуры воды в подающей и в обратной магистралях, $^{\circ}\text{C}$, тепловой сети могут быть определены по формулам:

$$t_1'' = t_{\text{вн}} + \frac{\Theta + 2\tau_2 - 2t_{\text{вн}}}{2} \times \left[\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}''}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}} \right]^{0,76} + \frac{2\Delta\tau - \Theta}{2} \left[\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}'}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}} \right]; \quad (5.40)$$

$$t_2' = t_{\text{вн}} + \frac{\Theta + 2\tau_2 - 2t_{\text{вн}}}{2} \times \left[\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}''}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}} \right]^{0,76} - \frac{\Theta}{2} \left[\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}'}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}} \right]; \quad (5.41)$$

где $t_{\text{вн}}$ — температура воздуха внутри отапливаемых помещений, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха для отопления, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{н}}'$ — изменяющаяся во времени температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$; τ_1 — температура воды в подающем трубопроводе при $t_{\text{н}}$, $^{\circ}\text{C}$; τ_2 — температура воды в обратном трубопроводе при $t_{\text{н}}$, $^{\circ}\text{C}$; τ_1' — температура воды в подающем трубопроводе при $t_{\text{н}}'$, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta\tau$ — расчетный перепад температур, $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2$, $^{\circ}\text{C}$; $\Theta = \tau_3 - \tau_2$ — расчетный перепад температур в местной системе, $^{\circ}\text{C}$; $\tau_3 = \frac{\tau_1 + a\tau_2}{1 + a}$ — расчетная температура воды, поступающей в отопительный прибор, $^{\circ}\text{C}$; τ_2 — температура воды, идущей в обратный трубопровод от прибора при $t_{\text{н}}$, $^{\circ}\text{C}$; a — коэффициент смещения, равный отношению количества обратной воды, подсасываемой элеватором, к количеству сетевой воды.

Сложность расчетных формул (5.40) и (5.41) для определения температуры воды в тепловых сетях подтверждает целесообразность использо-

вания графиков типа показанного на рис. 2.9, построенного для района с расчетной температурой наружного воздуха -26°C . Из графика видно, что при температурах наружного воздуха $+3^{\circ}\text{C}$ и выше вплоть до конца отопительного сезона температура воды в подающем трубопроводе тепловых сетей постоянна и равна 70°C .

Исходными данными для расчетов тепловых схем котельных со стальными водогрейными котлами для закрытых систем теплоснабжения, как указывалось выше, служат расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение с учетом тепловых потерь в котельной, сетях и расхода теплоты на собственные нужды котельной.

Соотношение отопительно-вентиляционных нагрузок и нагрузок горячего водоснабжения уточняется в зависимости от местных условий работы потребителей. Практика эксплуатации отопительных котельных показывает, что среднечасовой за сутки расход теплоты на горячее водоснабжение составляет около 20 % полной теплопроизводительности котельной. Тепловые потери в наружных тепловых сетях рекомендуется принимать в размере до 3 % общего расхода теплоты. Максимальные часовые расчетные расходы тепловой энергии на собственные нужды котельной с водогрейными котлами при закрытой системе теплоснабжения можно принять по рекомендации [9] в размере до 3 % установленной теплопроизводительности всех котлов.

Суммарный часовой расход воды в подающей линии тепловых сетей на выходе из котельной определяется, исходя из температурного режима работы тепловых сетей, и, кроме того, зависит от утечки воды через неплотности. Утечка из тепловых сетей для закрытых систем теплоснабжения не должна превышать 0,25 % объема воды в трубах тепловых сетей.

Согласно данным [11] допускается ориентировочно принимать удельный объем воды в местных системах отопления зданий на 1 Гкал/ч суммарного расчетного расхода теплоты для жилых районов 30 м^3 и для промышленных предприятий — 15 м^3 .

С учетом удельного объема воды в трубопроводах тепловых сетей и подогревательных установках общий объем воды в закрытой системе ориентиро-

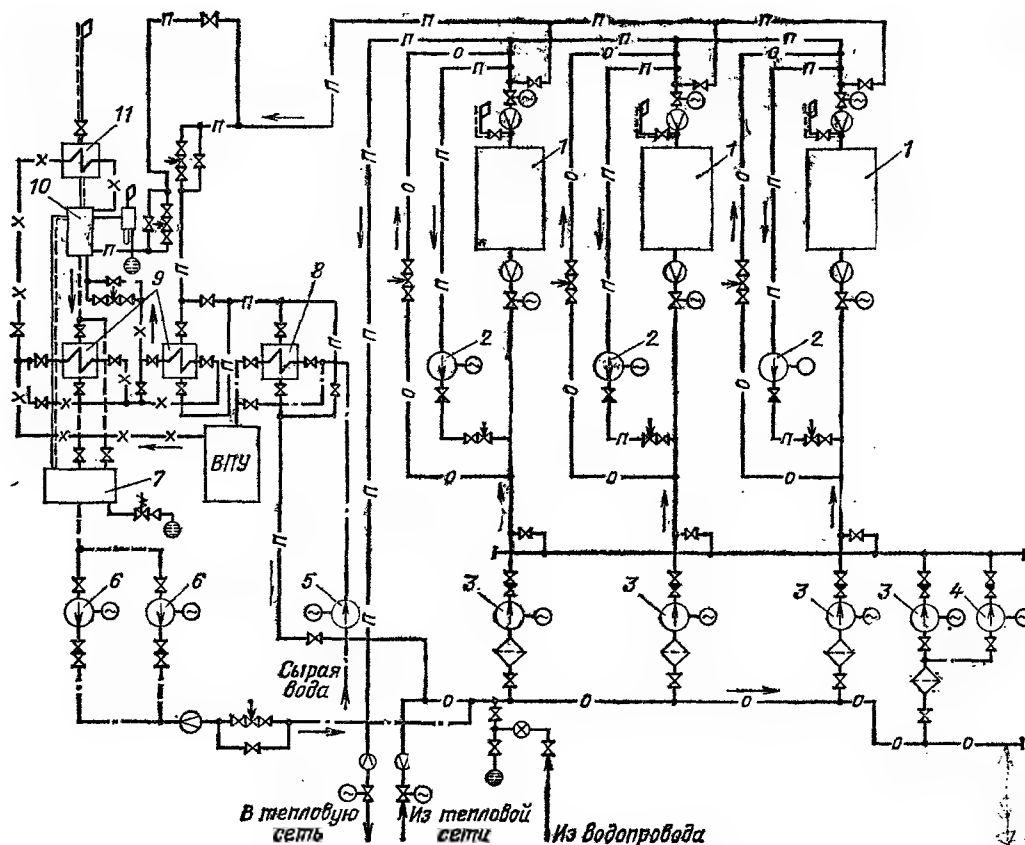


Рис. 5.8. Развернутая тепловая схема котельной с тремя водогрейными котлами.

1 — котел водогрейный; 2 — насос рециркуляционный; 3 — насос сетевой; 4 — насос сетевой летний; 5 — насос сырой воды; 6 — насос конденсатный; 7 — бак конденсатный; 8 — подогреватель сырой воды; 9 — подогреватель химически очищенной воды; 10 — деаэрактор; 11 — охладитель выпара.

вочно можно принимать равным для жилых районов 45—50 м³, для промышленных предприятий — 25—35 м³ на 1 Гкал/ч суммарного расчетного расхода теплоты.

Иногда для предварительного определения количества утекающей из закрытой системы сетевой воды эту величину принимают в пределах до 2 % расхода воды в подающей линии.

На основе расчета принципиальной тепловой схемы и после выбора единичных производительностей основного и вспомогательного оборудования котельной составляется полная развернутая тепловая схема. Для каждой технологической части котельной обычно составляются отдельные развернутые схемы, т. е. для оборудования собственно котельной, химводоочистки и мазутного хозяйства. Развернутая тепловая схема котельной с тремя водогрейными котлами КВ-ТС-20 для закрытой системы теплоснабжения показана на рис. 5.8.

В верхней правой части этой схемы размещены водогрейные котлы 1, а в левой — деаэракторы 10; ниже котлов размещены рециркуляционные и ниже сетевые насосы, под деаэракторами — теплообменники (подогреватели) 9, бак деаэрированной воды 7, подпиточные насосы 6, насосы сырой воды 5, дренажные баки и продувочный колодец.

При выполнении развернутых тепловых схем котельных с водогрейными котлами применяют общестанционную или агрегатную схему компоновки оборудования (рис. 5.9).

Общестанционная схема характеризуется присоединением сетевых 2 и рециркуляционных 3 насосов, при котором вода из обратной линии тепловых сетей может поступать к любому из сетевых насосов 2 и 4, подключенных к магистральному трубопроводу, питающему водой все котлы котельной. Рециркуляционные насосы 3 подают горячую воду из общей линии за котлами также в общую линию, питающую водой все водогрейные котлы.

При агрегатной схеме компоновки оборудования котельной, изображенной на рис. 5.10, для каждого котла 1 устанавливаются сетевые 2 и рецирку-

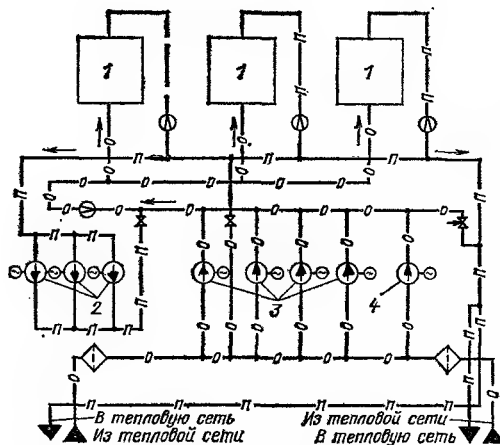


Рис. 5.9. Общестанционная компоновка котлов, сетевых и рециркуляционных насосов.

1 — котел водогрейный; 2 — насос рециркуляционный; 3 — насос сетевой; 4 — насос сетевой летний.

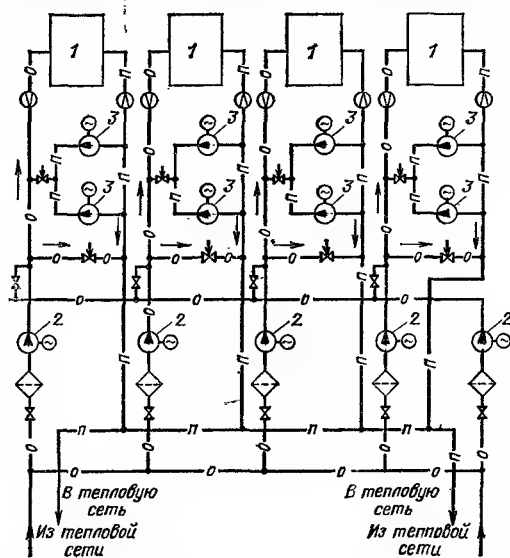


Рис. 5.10. Агрегатная компоновка котлов КВ-ГМ-100, сетевых и рециркуляционных насосов.

1 — котел водогрейный; 2 — насос сетевой; 3 — насос рециркуляционный.

ляционные насосы 3. Вода из обратной магистрали поступает параллельно ко всем сетевым насосам, а нагнетательный трубопровод каждого насоса подключен только к одному из водогрейных котлов.

К рециркуляционному насосу горячая вода поступает из трубопровода за каждым котлом до включения его в общую подающую магистраль и направляется в питающую линию того же котлоагрегата. При компоновке по агрегатной схеме предусматривается

установка одного для всех водогрейных котлов резервного сетевого насоса 2, который подключается к питающим линиям котлов специальным трубопроводом. На рис. 5.10 линии подпиточной и горячей воды к основным трубопроводам, теплообменникам и к деаэратору не показаны.

Агрегатный способ размещения оборудования особенно широко применяется в проектах водогрейных котельных с крупными котлами ПТВМ-30М, КВ-ГМ-100 и др.

Выбор общестанционного или агрегатного способа компоновки оборудования котельных с водогрейными котлами в каждом отдельном случае решается, исходя из эксплуатационных соображений. Важнейшими из них при компоновке по агрегатной схеме являются облегчение учета и регулирования расхода и параметров теплоносителя от каждого агрегата, уменьшение протяженности в пределах котельной магистральных трубопроводов большого диаметра и упрощение ввода в эксплуатацию каждого агрегата.

5.4. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ С ВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ ДЛЯ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В открытых системах теплоснабжения подготовленная в котельной вода не только служит теплоносителем, но и поступает на нужды горячего водоснабжения. Разбор воды производится непосредственно из трубопроводов тепловой сети без промежуточных подогревателей. Тепловая схема котельной для открытой системы теплоснабжения отличается от таковой для закрытой в основном производительностью водоподготовки для подпитки тепловых сетей. Количество подпиточной воды в этом случае определяется потерями воды в сетях, в котельной и расходом воды для нужд горячего водоснабжения. Для представления о количестве воды для закрытых и открытых систем теплоснабжения ниже приведены расходы по данным типовых проектов котельных. Так, например, расчетный максимальный часовой расход воды для подпитки тепловых сетей в котельных теплопроизводительностью 150 Гкал/ч для закрытой системы теплоснабжения составляет 45 м³/ч, для открытой — 670 м³/ч.

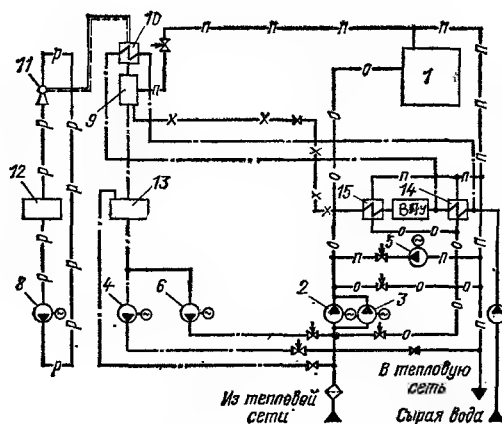


Рис. 5.11. Принципиальная тепловая схема котельной с водогрейными котлами для открытой системы теплоснабжения. Вариант схемы без установки бака и насосов деаэрированной воды.

1 — котел водогрейный; 2 — насос сетевой; 3 — насос циркуляционный; 4 — насос летний сетевой; 5 — насос рециркуляционный; 6 — насос подпиточный; 7 — насос сырой воды; 8 — насос для подачи воды к эжектору; 9 — деаэратор; 10 — охладитель пара; 11 — эжектор; 12 — бак рабочей воды; 13 — бак-аккумулятор; 14 — подогреватель сырой воды; 15 — подогреватель химически очищенной воды.

Так как расходы воды при открытой системе неравномерны по времени, то для выравнивания суточного графика нагрузок на горячее водоснабжение и уменьшения расчетной производительности оборудования водоподготовки предусматривают установку баков-аккумуляторов для деаэрированной сетевой воды. Из них в часы максимума потребления горячая вода подпиточными насосами подается к сетевым насосам. Кроме того, во избежание остывания воды в сетях в часы минимума потребления в летний период необходимо прокачивать около 10 % максимального расхода, что связано с увеличением расхода электроэнергии.

Качество подготовки воды для подпитки открытой системы теплоснабжения должно быть значительно выше качества воды для подпитки закрытой системы, так как к воде для горячего водоснабжения предъявляются такие же требования, как и к питьевой водопроводной воде. Появление крупных баков-аккумуляторов для деаэрированной воды усложняет тепловые схемы водогрейных котельных. Поскольку зарядка и разрядка этих баков может быть осуществлена различными путями, разработано несколько вариантов тепловых схем с включением в них деаэраторов и баков-аккумулято-

На рис. 5.11 показана принципиальная тепловая схема котельной с водогрейными котлами.

Система с водогрейными котлами 1, элементы которой не отличаются от изображенной на рис. 5.7, за исключением бака-аккумулятора 13 и системы, создающей вакуум в деаэраторе, состоит из водоструйного эжектора 11, бака «рабочей» воды 12 и насоса 8, подающего воду к эжектору. Из деаэратора 9 вода поступает самотеком в бак-аккумулятор 13, а оттуда откачивается подпиточными насосами 6 и подается во всасывающий коллектор сетевых насосов 2. Такая схема включения оборудования для котельных малой производительности, менее 20 Гкал/ч, в эксплуатации оказалась недостаточно надежной, так как затруднено поддержание заданного уровня воды в деаэраторе 9 и баках 13, без чего нормальная работа деаэраторов невозможна.

Трудность поддержания постоянного уровня в деаэраторе объясняется колебаниями уровня в бак-аккумуляторе 13 и различным гидравлическим сопротивлением трубопроводов.

Возможен и другой вариант тепловой схемы, при котором вода из деаэраторных баков поступает самотеком в бак деаэрированной воды, далее к перекачивающим насосам, которые подают воду в баки-аккумуляторы. Из баков-аккумуляторов вода забирается подпиточными насосами и подается в тепловые сети. Такая схема обеспечивает надежную работу деаэраторов, но требует установки двух групп насосов — перекачивающих и подпиточных, что удорожает котельную установку.

Гипрокоммунэнерго [26] разработана другая схема подпитки тепловых сетей открытых систем теплоснабжения.

В схеме, показанной на рис. 5.12, группа из трех подпиточных насосов 6 используется одновременно как для подпитки тепловых сетей, так и для зарядки баков-аккумуляторов 13 подпиточной воды. В ночное время, когда разбор воды из сетей незначителен, подпиточный насос 6 подает воду из деаэраторных баков в бак-аккумуляторы 13 и на подпитку тепловых сетей, куда идет небольшая часть этой воды. При росте разбора воды из сетей включается в работу второй подпиточный насос 6, который забирает воду из баков-аккумуляторов и подает ее во всасывающую магистраль сетевых насосов 2; третий подпиточный насос в этой схеме является резервным.

Схема имеет и недостатки, касающиеся в основном производительности и напора подпиточных насосов.

При прокачке воды из деаэраторного бака в бак-аккумулятор требуется почти постоянная производительность насоса 6 и сравнительно небольшой напор, лежащий в пределах 15—20 м вод. ст. В тепловых сетях с открытой системой горячего водоснабжения расход подпиточной воды изменяется в течение суток значительно, напор колеблется в пределах от 30

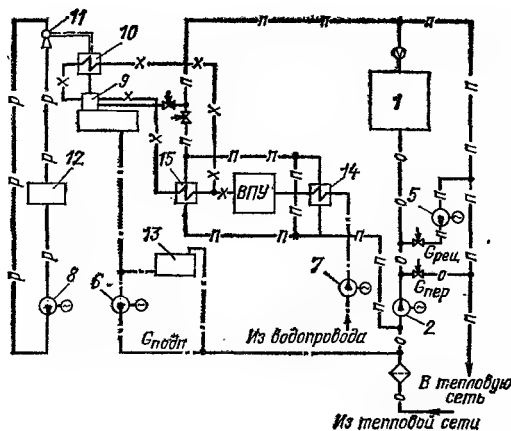


Рис. 5.12. Принципиальная тепловая схема котельной с водогрейными котлами для открытой системы теплоснабжения. Вариант схемы без установки насосов деаэрированной воды. Экспликация оборудования — см. рис. 5.11.

до 60 м вод. ст., вследствие этого мощность и расход энергии на насосы различны.

При выборе этой или иной схемы включения насосов для подпитки тепловых сетей необходимо сопоставить технико-экономические показатели нескольких схем, в которых должны быть учтены расходы электроэнергии на привод насосов при разных режимах работы.

Приведенные на рис. 5.11 и 5.12 принципиальные тепловые схемы котельных установок для открытых систем теплоснабжения показывают, что общий порядок включения оборудования и организации потоков теплоносителя изменяются незначительно по сравнению с рассмотренными схемами закрытых систем теплоснабжения.

Вода в подогревателе химически очищенной воды нагревается от 20—30° С до 55—70° С и подается в колонку вакуумного деаэратора. Вакуум (около 0,3 кгс/см²) в установке поддерживается за счет отсасывания из колонки паровоздушной смеси водоструйными эжекторами или водокольцевыми насосами типа РМК. Вода для эжекторов циркулирует по замкнутому контуру: бак «рабочей» воды 12, насос 8, эжектор 11 и обратно в бак совместно с конденсатом паровоздушной смеси из деаэратора подпиточной воды. Напор воды, эжектирующей смесь, поддерживается в пределах 40—50 м вод. ст.

Паровоздушная смесь также охлаждается перед эжекторами в охладителе пара 10. Бак деаэрированной воды, как правило, должен размещаться на нулевой отметке котельной, а колонка вакуумного деаэратора устанавливается на отметке, обеспечивающей давление в баке деаэрированной воды, равное атмосферному. Практически установку колонки деаэратора обычно принимают на высоте 7,5—8,0 м от пола котельной.

Вода из обратной линии тепловых сетей с температурой в пределах от 35° С до 70° С поступает совместно с подпиточной водой во всасывающий коллектор сетевых насосов 2, нагнетается последними в водогрейные котлы 1 или через линию перепуска и регулятор расхода идет в подающую магистраль тепловых сетей.

Развернутая тепловая схема котельной с тремя водогрейными котлами КВ-ГМ-10 для открытой системы теплоснабжения показана на рис. 5.13. Основные направления потоков теплоносителя рассмотрены выше при описании принципиальной тепловой схемы. Выбор оборудования для деаэрации и перекачки воды является главной задачей при разработке подобных развернутых тепловых схем котельных. Для открытых систем горячего водоснабжения вторым по значению элементом тепловой схемы, после водогрейного котла, является деаэрационная установка с баками-аккумуляторами. Из-за больших расходов воды применяют, как правило, вакуумный способ деаэрации.

Производительность деаэрационной установки выбирают так, чтобы обеспечить надежное удаление газов из подпиточной воды как в зимние, так и в летние периоды работы установки.

Суммарная емкость баков-аккумуляторов для подпиточной воды принимается в 6—8 раз большей среднечасового за сутки расхода воды на бытовое горячее водоснабжение. Принятая емкость баков-аккумуляторов должна обеспечить подпитку тепловых сетей водой в часы максимального водоразбора. Устанавливают обычно не менее двух металлических баков, внутренняя поверхность которых защищается антикоррозийным покрытием, а наружная — тепловой изоляцией. Количество, единичная производительность и развиваемые напоры насосов должны соответствовать требованиям регулирования работы тепловых сетей при экономном расходовании электроэнергии на их привод. Такие условия иногда диктуют необходимость использования в тепловых схемах котельных увеличенного количества насосов — сетевых (зимних и летних), перекачивающих, рециркуляционных и подпиточных (также зимних и летних).

В летнее время, когда отсутствуют тепловые нагрузки на отопление и вентиляцию, уменьшаются расходы воды и одновременно понижается темпера-

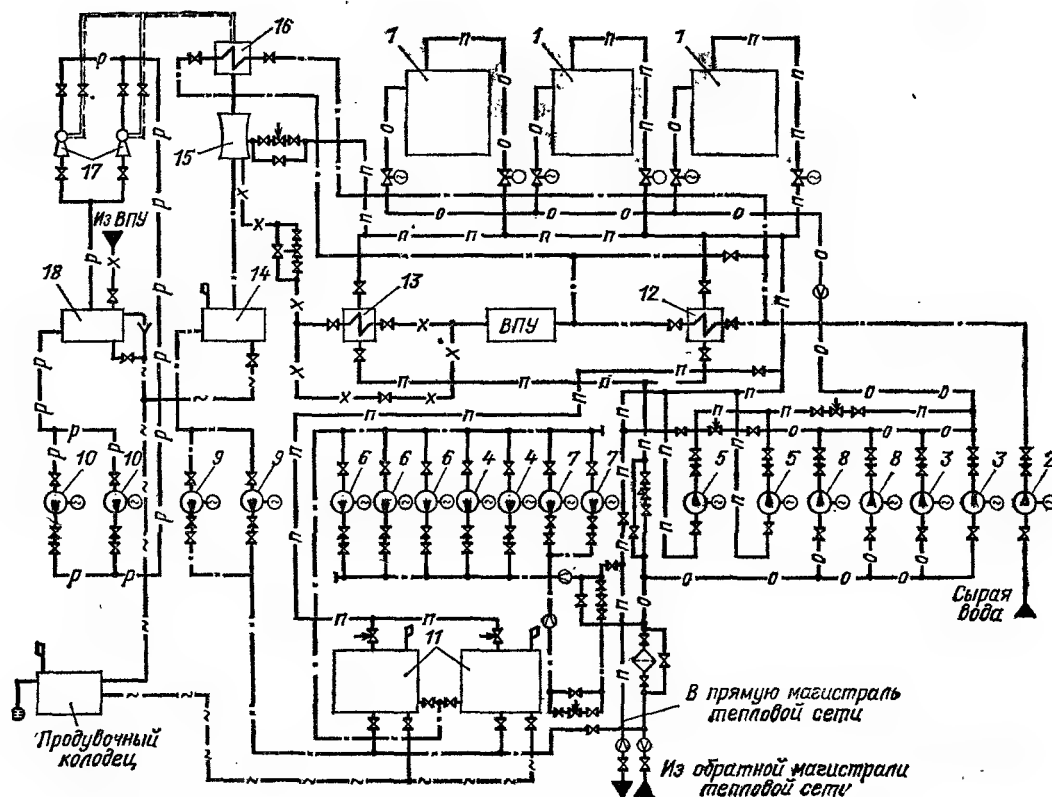


Рис. 5.13. Развернутая тепловая схема котельной с тремя водогрейными котлами КВ-ГМ-10.

1 — котел водогрейный; 2 — насос сырой воды; 3 — насос сетевой; 4 — насос летний сетевой; 5 — насос рециркуляционный; 6 — насос подпиточный; 7 — насос летний подпиточный; 8 — насос циркуляционный; 9 — насос деаэрированной воды; 10 — насос рабочей воды; 11 — бак-аккумулятор; 12 — подогреватель сырой воды; 13 — подогреватель химически очищенной воды; 14 — бак деаэрированной воды; 15 — деаэризатор; 16 — охладитель пара; 17 — эжектор; 18 — бак рабочей воды.

тура и напор подаваемой воды. Чтобы обеспечить надежную работу водогрейных котлов и системы трубопроводов в котельной в расчетном температурном режиме (т. е. постоянство температуры воды на выходе из котла 150°C , особенно при работе на высокосернистом топливе), необходимо поддерживать в системе минимальный напор не ниже 80 м вод. ст.

В единичных случаях предлагается применять так называемую двухконтурную систему потока теплоносителя.

В приведенной на рис. 5.13 развернутой тепловой схеме котельной при работе по летнему режиму подогретая в котлах вода циркулирует по внутреннему контуру: котлы 1 — подогреватель химически очищенной воды 13 — подогреватель сырой воды 12 — циркуляционные насосы 8 — водогрейные котлы 1. При таком включении только незначительное количество горячей воды нужно подавать в колонку вакуумного деаэризатора.

Второй контур циркуляционной сетевой воды на схеме может быть представлен следующим образом: вода из водопровода идет в насос сырой воды 2, в подогреватель сырой во-

ды 12, затем на водоподготовительную установку, далее в подогреватель химически очищенной воды 13 и в колонку вакуумного деаэризатора 15. Отсюда вода самотеком поступает в бак деаэрированной воды 14 и далее — к перекачивающему насосу 9, который воду с температурой 70°C подает в баки-аккумуляторы 11.

Летние сетевые насосы 4 из баков-аккумуляторов 11 нагнетают воду в подающую магистраль тепловых сетей и к потребителю горячей воды. Только небольшая часть воды из второго контура идет на подпитку внутреннего первого контура. Вода из тепловых сетей при отсутствии расхода теплоты на отопление и вентиляцию направляется в баки-аккумуляторы. Расход воды в таких случаях условно принимается равным 10% расхода воды на горячее водоснабжение.

Перевод котельной с летнего на отопительный режим работы производится путем соответствующих изменений направления потоков теплоносителя с помощью запорной арматуры, установленной на трубопроводах. К основным преимуществам открытых систем теплоснабжения можно отнести удешевление водоподготовки горячего

водоснабжения за счет централизации ее в котельных вместо многих тепловых пунктов по району, снижение стоимости тепловых сетей за счет уменьшения количества циркулирующей в них воды, удешевление абонентских вводов из-за отсутствия там водо-водяных подогревателей и циркуляционных насосов.

Одновременно следует отметить и ряд недостатков открытых систем теплоснабжения: повышение требования к качеству сетевой воды, которое должно соответствовать качеству питьевой воды; при резком изменении расхода воды иногда наблюдаются гидравлические удары, особенно при подаче воды только на горячее водоснабжение.

При выборе системы теплоснабжения нужно учитывать, по меньшей мере, три особенности исходной воды, используемой для подпитки: склонность к низкотемпературному накипеобразованию; коррозионную активность; склонность к сульфидному загрязнению.

При этом рекомендуется производить выбор систем теплоснабжения в два этапа:

предварительный выбор на основе классификации исходных вод;

окончательный выбор на основе анализа вод, проводимых в течение не менее чем годовичного периода с учетом вероятных перспективных изменений показателей исходных вод [44].

По результатам анализа технико-экономических показателей в отношении надежности, преимуществ и недостатков той и другой системы в эксплуатации, а также исходя из реальной возможности получения качественной воды для подпитки тепловых сетей и сопоставления удельных капиталовложений на сооружение всего комплекса теплоснабжения — котельная и тепловые сети можно сделать выбор открытой или закрытой системы теплоснабжения.

5.5. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ С ПАРОВЫМИ И ВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ

Проектирование источников теплоснабжения показало, что тепловая нагрузка котельной в виде горячей воды обычно превышает паровую нагрузку. В таких случаях в котельной с общей теплопроизводительностью более 50 Гкал/ч, как правило, целесообразно устанавливать как паровые, так и водогрейные котлы.

Однако даже при заданном соотношении расчетных тепловых нагрузок в виде пара и горячей воды выбор варианта чисто паровой или пароводогрейной котельной требует расчетов и технико-экономического обоснования.

Сантехпроект выполнил расчеты удельных показателей котельных с паровыми и водогрейными котлами, сопоставление их с удельными показателя-

Таблица 5.1. Удельные показатели котельных с паровыми и водогрейными котлами по данным Сантехпроекта

Котельные с котлами	Общая установленная мощность, Гкал/ч	Удельные капитальные вложения, тыс. руб.	Годовые удельные эксплуатационные расходы, тыс. руб.	Удельные приведенные затраты, тыс. руб.	Выработка
		Гкал/ч	Гкал/ч	Гкал/ч	
3×ДЕ-16-14 2×КВ-ГМ-10	47,0	18,8	16,2	18,5	Пар 48 т/ч, горячая вода 20 Гкал/ч
4×ДЕ-25-14 и подогреватели сетевой воды	56,2	16,0	14,1	16,0	Пар 37,5 т/ч, горячая вода 35 Гкал/ч
3×ДЕ-16-14 2×КВ-ГМ-6,5	40,0	18,8	16,8	19,1	Пар 48 т/ч, горячая вода 13 Гкал/ч
3×ДЕ-25-14 и подогреватели сетевой воды	42,1	17,5	15,5	17,6	Пар 34 т/ч, горячая вода 23,2 Гкал/ч

ми котельных с паровыми котлами и подогревателями сетевой воды (табл. 5.1). Эти расчеты показывают, что в котельных с общей теплопроизводительностью до 50 Гкал/ч устанавливать водогрейные котлы нецелесообразно.

Необходимо учитывать, что в комбинированной котельной при остановке одного из паровых котлов водогрейный котел не может покрыть требующиеся паровые нагрузки, а тепловую нагрузку водогрейного котла частично или полностью можно покрыть с помощью паровых котлов и подогревателей воды. Вследствие этого в чисто паровой котельной суммарная установленная теплопроизводительность всех агрегатов будет меньше, чем установленная теплопроизводительность котельной с паровыми и водогрейными котлами.

Основным доводом в пользу сооружения крупных комбинированных котельных являются меньшие удельные капитальные вложения. Установка водогрейных котлов и их вспомога-

тельного оборудования, как правило, требует значительно меньших затрат, чем установка паровых котлов со вспомогательным оборудованием и крупных пароводяных подогревателей при равной теплопроизводительности.

Переход на водяные системы отопления производственных цехов, административных зданий и строительство жилых поселков и домов с централизованным теплоснабжением в районах существующих промышленных предприятий также приводит к расширению и реконструкции имеющихся производственных котельных с установкой в них водогрейных котлов теплопроизводительностью 30 и 50 Гкал/ч. Вследствие этого паровые котельные превращаются в комбинированные с паровыми и водогрейными агрегатами. В некоторых случаях для удешевления строительства и эксплуатации в крупных паровых производственных котельных применяют установку водогрейных котлов для покрытия пиковых теплофикационных нагрузок. Покрытие летних нагрузок систем горячего

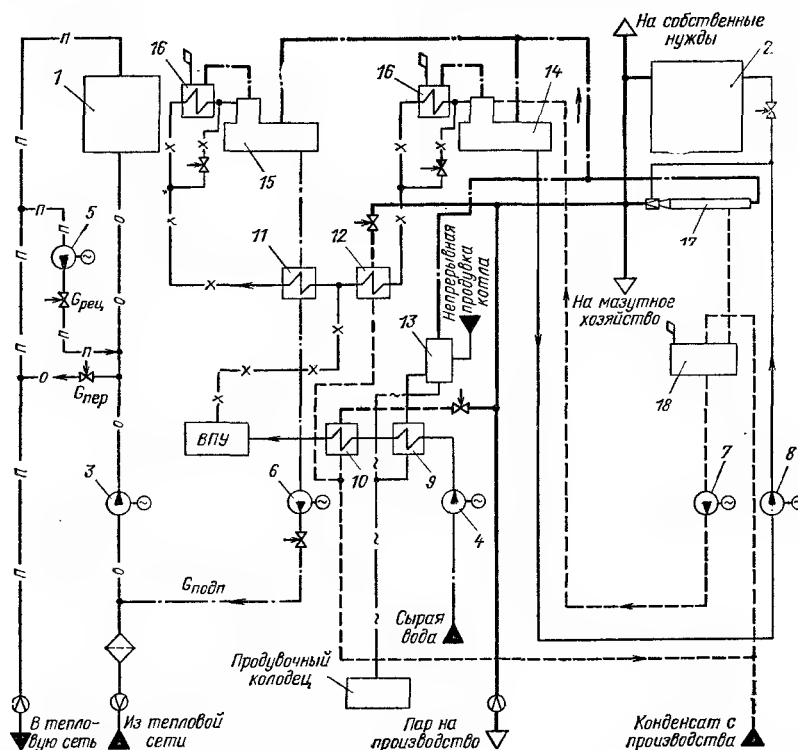


Рис. 5.14. Принципиальная тепловая схема котельной с водогрейными и паровыми котлами.

1 — котел водогрейный; 2 — котел паровой; 3 — насос сетевой; 4 — насос сырой воды; 5 — насос рециркуляционный; 6 — насос подпиточный; 7 — насос конденсатный; 8 — насос питательный; 9 — охладитель продувочной воды; 10 — подогреватель сырой воды; 11 — охладитель подпиточной воды; 12 — подогреватель химически очищенной воды; 13 — сепаратор непрерывной продувки; 14 — деаэрактор питательной воды; 15 — деаэрактор подпиточной воды; 16 — охладитель пара; 17 — РОУ; 18 — бак конденсатный.

водоснабжения в подобных котельных сравнительно просто производить водой, подогретой в пароводяных подогревателях. Последнее более рационально, чем применяемое иногда использование питательной или подпиточной воды из баков-деаэраторов, качество которой не всегда может соответствовать нормам на питьевую воду.

На рис. 5.14 приведена принципиальная тепловая схема котельной с паровыми 2 и водогрейными 1 котлами для закрытой системы теплоснабжения. Теплоносителями являются насыщенный пар и горячая вода.

На схеме нанесены только те элементы, которые необходимы для расчета. Связующими элементами паровой и водогрейной частей

схемы являются паропроводы и система водоподготовительной установки для двух видов теплоносителей.

Направление потоков рабочего тела в паровой части котельной следующее: конденсат от технологических потребителей пара и из теплообменников 10 и 12 поступает под давлением в бак 18 с температурой 80—90° С. После контроля качества конденсат насосом 7 перекачивается в головку деаэратора питательной воды 14. В деаэратор поступает весь конденсат от пароводяных подогревателей, размещенных в здании котельной, а также подогретая химически очищенная вода и пар из редуционно-охладительной установки (РОУ) 17 для барботажа деаэрируемой воды. Питательные насосы 8 получают деаэрированную воду с температурой около 104° С и подают ее в РОУ и паровые котлы. Кроме РОУ, пар подается к внешним потребителям и к мазутному хозяйству котельной. После РОУ пар поступает к деаэраторам 14 и 15, куда поступает пар из

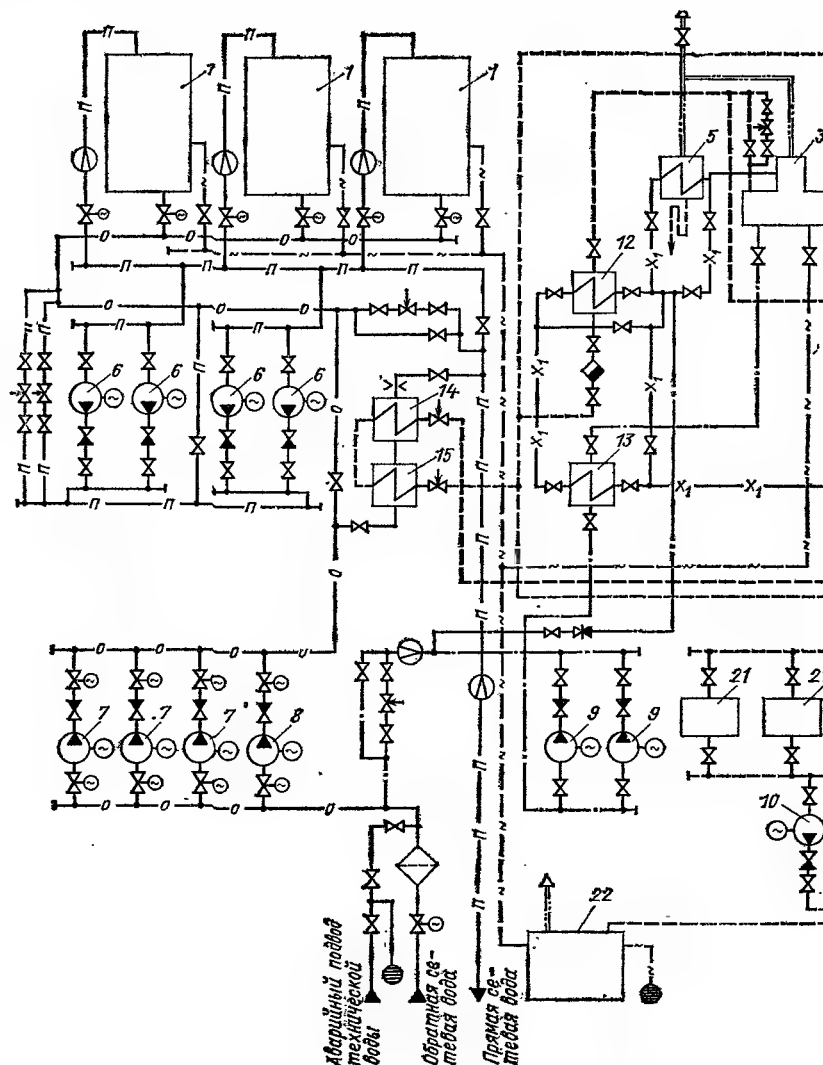


Рис. 5.15. Развернутая тепловая схема котельной

1 — котел водогрейный; 2 — котел паровой; 3 — деаэратор подпиточной воды; 4 — деаэратор питательной воды; 5 — насос конденсатный; 6 — насос подпиточный; 7 — насос питательный; 8 — насос питательный; 9 — подогреватель подпиточной воды; 10 — подогреватель питательной воды; 11 — подогреватель сырой воды; 12 — охладитель продувочной воды; 13 —

расширителей непрерывной продувки паровых котлов 13.

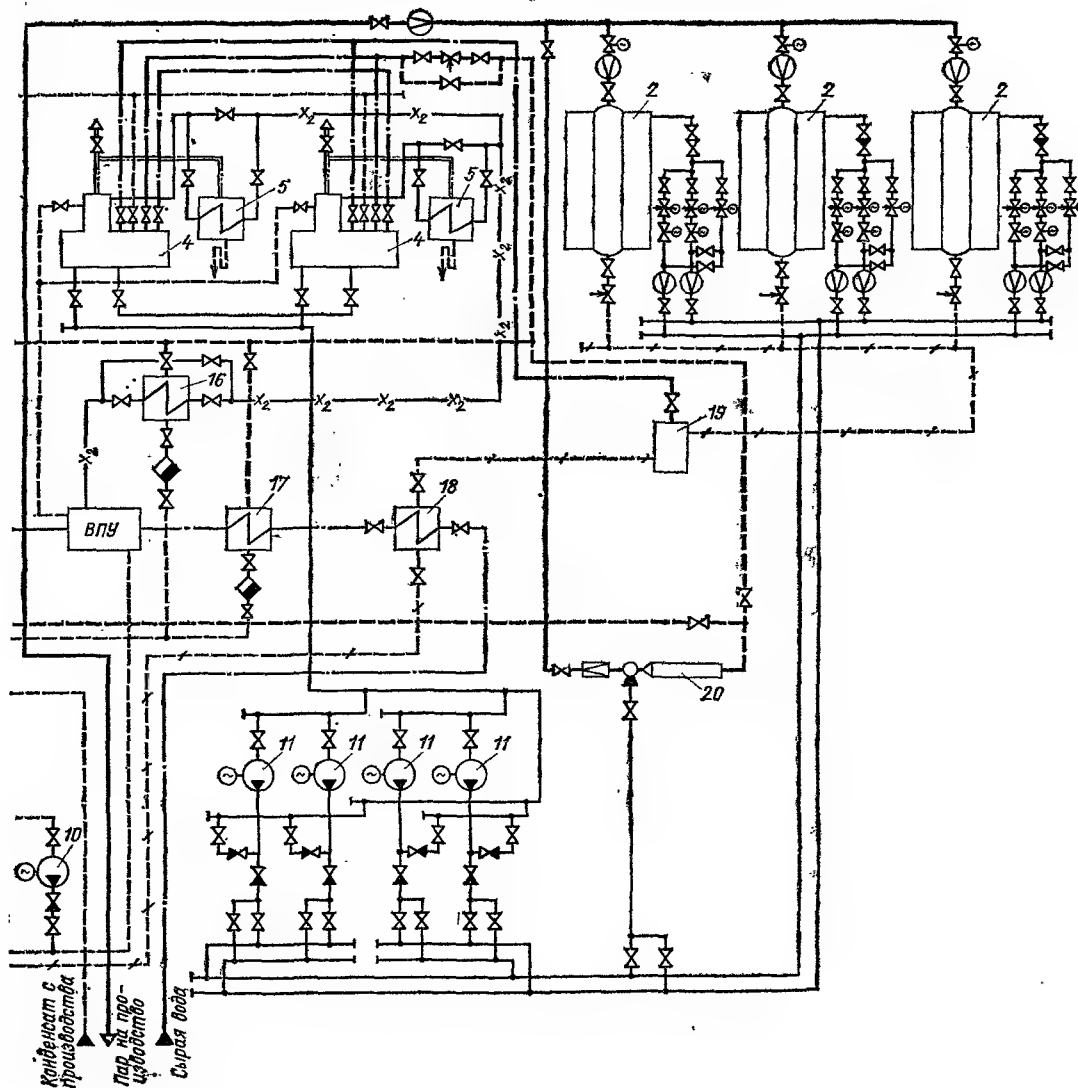
Водогрейная часть тепловой схемы котельной показана на рис. 5.14 слева. Из обратной магистрали тепловых сетей и из деаэратора 15 для подпитки сетей вода поступает к сетевым насосам 3.

После насосов 3 в обратную линию насосом рециркуляции 5 подается горячая вода для получения расчетной температуры на входе в водогрейные котлы 1. Часть воды из обратной линии тепловых сетей, после сетевых насосов, перепускается в подающую линию, где она смешивается с горячей водой из водогрейных котлов для поддержания температуры в тепловой сети.

В летнее время, когда водогрейные котлы не работают, пар используется для подогрева сетевой воды для нужд горячего водоснабжения в пароводяных подогревателях.

Для представления о развернутой тепловой схеме производственно-отопительных комбинированных котельных на рис. 5.15 дана схема котельной с тремя паровыми котлами ГМ-50-14 и тремя водогрейными котлами КВ-ГМ-50. Подогрев сетевой воды летом производится в пароводяных подогревателях 14 и 15, что позволяет не подавать воду с низкой температурой в стальные водогрейные котлы.

Особенностью данной котельной установки является размещение оборудования паровой части по агрегатному принципу, а водогрейной — по общестанционному.



с водогрейными и паровыми котлами.

ды; 5 — охладитель выпара; 6 — насос рециркуляционный; 7 — насос сетевой; 8 — насос сетевой летний; 9 — ды; 13 — охладитель подпиточной воды; 14 — подогреватель сетевой воды; 15 — охладитель конденсата; 16 — сепаратор непрерывной продувки; 20 — РОУ; 21 — бак конденсатный; 22 — колодец продувочный.

Необходимо отметить некоторые особенности, присущие данной схеме в целом. К ним относятся возможность работы обеих частей котельной при выходе из работы одного из барботажных деаэраторов 4 (с перегрузкой другого), допустимость останова в летний период водогрейных котлов КВ-ГМ-50 и перевод подогрева сетевой воды для горячего водоснабжения в блок подогревателей 14 и 15, а также возможность использования этого блока в отопительный период в качестве пиковых подогревателей при наличии резервной паровой мощности.

При разработке принципиальной тепловой схемы котельной с паровыми и водогрейными котлами для открытых систем теплоснабжения может быть использована схема по рис. 5.14 с добавлением только бака-аккумулятора, необходимого для выравнивания расхода деаэрированной воды.

В установках с паровыми и водогрейными котлами иногда применяют двухступенчатую схему подогрева сетевой воды, в которой первой ступенью служат пароводяные подогреватели, второй — водогрейные котлы. Такая схема включения водогрейных котлов обеспечивает подачу в них воды, нагретой до 90—100 °С, т. е. вводит водогрейные котлы в пиковый режим работы. Последнее особенно важно при использовании башенных водогрейных котлов типа ПТВМ в котельных, работающих на высокосернистом мазуте.

При двухступенчатой схеме подогрева сетевой воды тепловая нагрузка от горячего водоснабжения в течение всего года будет покрываться паровыми котлами, которые одновременно снабжают паром технологических потребителей. Естественно, что двухступенчатый подогрев сетевой воды усложняет тепловую схему котельной и увеличивает капитальные вложения, которые должны быть обоснованы технико-экономическими расчетами.

При разработке тепловых схем котельных с паровыми и водогрейными агрегатами следует определять расходы теплоты и параметры теплоносителей для всех пяти возможных режимов работы системы теплоснабжения. Такие котельные обладают большой маневренностью.

При сравнительно небольших отопительно-вентиляционных нагрузках могут работать только паровые котлы

и сетевые пароводяные подогреватели, а при росте тепловых нагрузок в виде горячей воды установленные водогрейные котлы могут быть легко и быстро включены в работу и доведены до расчетной теплопроизводительности. Для открытых систем теплоснабжения важна также возможность подогрева сетевой воды в зимнее время в пароводяных подогревателях и водогрейных котлах, особенно при достижении в подающей линии температуры в 150 °С. Установки с паровыми и водогрейными котлами, несмотря на кажущуюся сложность, достаточно надежны в эксплуатации. Поэтому они находят применение даже для котельных, от которых потребители получают теплоту только в виде горячей воды. В подобных котельных существенно облегчается разогрев мазута в железнодорожных цистернах и последующее повышение его температуры в подогревателях.

5.6. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ С КОМБИНИРОВАННЫМИ ПАРОВОДОГРЕЙНЫМИ АГРЕГАТАМИ

Районные отопительные котельные, оборудованные крупными водогрейными котлами, как отмечалось выше, требуют установки дополнительного источника пароснабжения для обеспечения потребности в паре для разогрева мазута, деаэрации воды, обдувки поверхностей нагрева и продувки мазутопроводов. Паровая нагрузка практически не превышает 10—15 % общей теплопроизводительности котельной. Потребление пара иногда резко меняется в течение суток. Гибкость регулирования паровой и водогрейной нагрузки в котельных является одним из факторов, определяющих эффективность и экономичность их работы. Как правило, в таких котельных устанавливаются водогрейные и паровые котлы.

Для котельных с основной нагрузкой на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение весьма перспективной является установка комбинированных пароводогрейных котлов, выпущенных Дорогобужским котельным заводом на базе серийных водогрейных котлов ПТВМ-30М и КВ-ГМ-100 и производящих одновременно горячую воду и пар. Подробное описание принципа работы и конструкции пароводо-

грейных котлов см. в гл. 3. Котельные с такими котлами успешно эксплуатируются в течение ряда лет. Тепловые схемы и проекты котельных с пароводогрейными котлами ПТВМ-30М (условное обозначение КВП-30/8) разработаны Латгипропромом. Тепловая схема и проект котельной с пароводогрейными котлами типа КВ-ГМ-100 (условное обозначение КТК-100) разработаны северо-западным отделением ВНИПИэнергопрома.

Тепловые схемы котельных с пароводогрейными котлами имеют ряд особенностей по сравнению с тепловыми схемами котельных с отдельными водогрейными и паровыми агрегатами. Возможность получения от одного агрегата двух теплоносителей с разными параметрами (давлением и температурой) позволяет сократить число устанавливаемых котлов и вспомогательного оборудования к ним, т. е. упростить тепловую схему.

На рис. 5.16 приведена тепловая схема котельной с пароводогрейными агрегатами КВП-30/8. В тепловую схему заложены следующие основные принципы:

- котлы работают по отопительному графику с качественным регулированием отпуска горячей воды в закрытую систему теплоносителя;

- избыток пара сверх потребности производства и нужд котельной направляется в пароводяные подогреватели сетевой воды;

- постоянство расхода сетевой воды через котел 1 поддерживается путем перепуска части воды после сетевых насосов 14 в подающую линию системы теплоснабжения;

- температура воды на входе в котлы поддерживается постоянной и равной 70°C с помощью рециркуляции горячей воды;

- для защиты котлов от повреждений при снижении давления пара на трубопроводе к потребителям установлена задвижка с электроприводом, автоматически закрывающаяся при понижении давления пара до 60 % номинального.

В связи с тем, что качество воды для подпитки тепловых сетей отличается от качества воды, требующейся для питания парового контура, возможно применение двух схем питания парового и водогрейного контуров пароводогрейного котла.

При закрытой схеме горячего водоснабжения наиболее целесообразной является единая схема подготовки добавочной воды для парового контура и подпиточной воды для тепловых сетей, причем, естественно, качество этой воды должно удовлетворять требованиям к питательной воде для паровых барабанных котлов низкого давления. При такой единой схеме подготовки питательной и подпиточной воды операции по переводу комбинированных котлов из пароводогрейного режима в чисто водогрейный режим работы и обратно в паровой режим ничем не отличаются и могут осуществляться непосредственно со щита управления с кратковременным остановом котла.

Возможность получения в паровом контуре комбинированного котла пара давлением от 7 до 23 кгс/см² определяет схему питания парового контура, которая осуществляется от сетевых насосов при давлении вырабатываемого пара 5—10 кгс/см² или от специально устанавливаемых питательных насосов при давлении пара 10—23 кгс/см².

В тепловой схеме котельной по рис. 5.16 применено раздельное питание контуров котла КВП-30/8. Особенностью приведенной схемы котельной является универсальность работы комбинированного котла в трех режимах: для выработки пара до 9 т/ч и горячей воды до 30 Гкал/ч; для выработки пара до 30—35 т/ч и горячей воды до 5—10 Гкал/ч; для выработки горячей воды до 35—40 Гкал/ч (чисто водогрейный режим). Подробное описание модернизированного пароводогрейного котла дано в гл. 3.

Для использования теплоты и получения пара из продувочной воды паровой части котлов устанавливается сепаратор непрерывной продувки 6. Циркуляция воды в тепловых сетях, как обычно, обеспечивается основными и летними сетевыми насосами.

Следует отметить, что в крупных производственно-отопительных котельных покрытие максимальных зимних тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и по технологическому пару может производиться без установки резервного комбинированного котла. Общее количество работающих комбинированных котлов выбирается для этого режима работы из расчета, что один или два

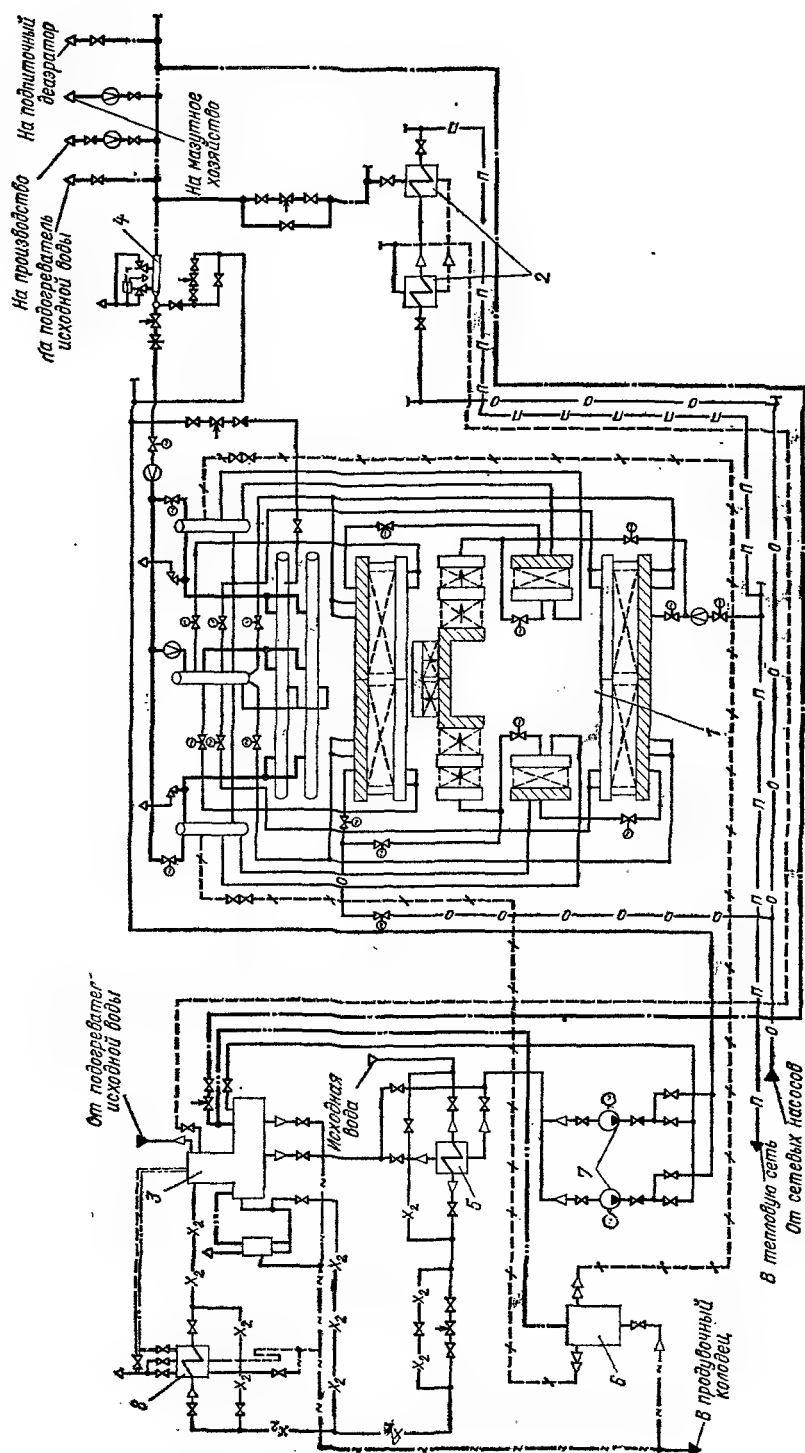


Рис. 5.16. Тепловая схема котельной с пароводогрейными котлами КВП-30/8.

1 — котел пароводогрейный; 2 — блок подогревателей сетевой воды; 3 — деаэрактор; 4 — РОУ; 5 — подогреватель химически очищенной воды; 6 — сепаратор непрерывной продувки; 7 — насос питательный; 8 — охладитель выпара.

комбинированных котла в этот период переводятся в чисто водогрейный режим работы, а остальные комбинированные котлы в соответствии со своими режимными характеристиками покрывают всю паровую и часть водогрейной нагрузки.

Выбор типа и производительности вспомогательного оборудования котельных с комбинированными пароводогрейными котлами, в том числе и питательных насосов, осуществляется аналогично сделанным ранее рекомендациям после составления балансов теплоносителей в виде горячей воды и пара.

При определении производительности сетевых и подпиточных насосов при общей схеме питания необходимо учесть дополнительный расход воды на питание парового контура котла.

5.7. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ УСТАНОВОК С КОНТАКТНЫМИ ПОДОГРЕВАТЕЛЯМИ. ПУТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ НИЗКОГО ПОТЕНЦИАЛА

Для повышения экономичности котельных установок могут быть применены устройства, в которых дополнительная тепловая энергия передается от продуктов сгорания к воде контактным способом. Дымовые газы в контактных теплообменных аппаратах охлаждаются до температуры 40—50°C, так что от продуктов сгорания отбирается не только теплота за счет их охлаждения, но и теплота конденсации водяных паров, полученных в результате сгорания топлива. Это существенно повышает КПД котлов.

Существуют многочисленные конструкции контактных водонагревателей различной теплопроизводительности. Среди них можно выделить контактные аппараты с пассивной насадкой и контактные аппараты с активной насадкой (КТАН).

Контактные теплообменные аппараты с активной насадкой имеют некоторые преимущества перед контактными аппаратами с пассивной насадкой, например чистоту нагреваемой воды, которая не имеет прямого контакта с дымовыми газами, меньшее гидродинамическое сопротивление аппарата и возможность создания циркуляции теплоносителя без разрыва струи.

В утилизаторе (рис. 5.17) дымовые газы на входе в контактный аппарат

увлажняются, причем происходит нагрев орошающей воды и одновременная конденсация водяных паров из дымовых газов. Нагретая вода и конденсат служат промежуточными теплоносителями при передаче теплоты от дымовых газов к нагреваемой воде, циркулирующей в трубном пучке.

При увлажнении дымовых газов происходит их очистка от содержащихся в них различных вредных соединений.

Трубный пучок КТАН может иметь несколько независимых рядов горизонтальных трубок, которые объединяются своими коллекторами, что позволяет нагревать в аппарате различные потоки воды (сырую воду, химически очищенную и др. — рис. 5.18).

При работе котлов на природном газе конденсат, образующийся при охлаждении дымовых газов, не содержит вредных соединений и его можно направить прямо в водоподогревательную установку для дальнейшего использования в качестве подпиточной или питательной воды. При работе котлов на высокосернистом мазуте конденсат водяных паров из дымовых газов будет содержать окислы серы и другие примеси, поэтому его необходимо подвергать специальной очистке

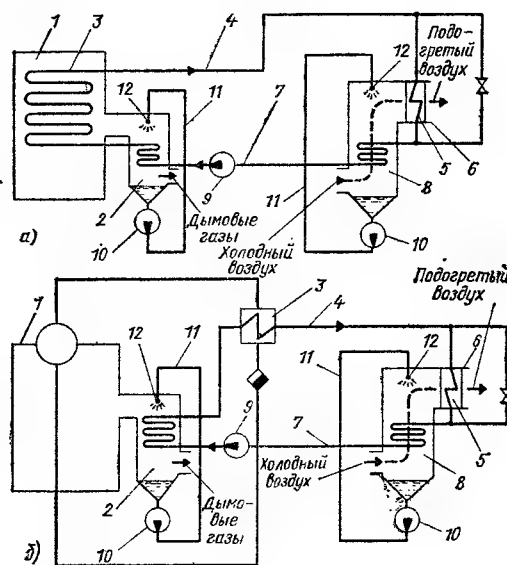


Рис. 5.17. Принципиальная тепловая схема установки КТАН.

а — котельная с водогрейными котлами; б — котельная с паровыми котлами; 1 — котел; 2 — КТАН-утилизатор; 3 — вторая ступень подогрева теплоносителя; 4, 7, 11 — трубопроводы теплоносителей; 5 — теплообменник; 6 — воздухоподогреватель; 8 — КТАН-подогреватель; 9 — насос сетевой; 10 — насос орошаемой воды; 12 — распылитель.

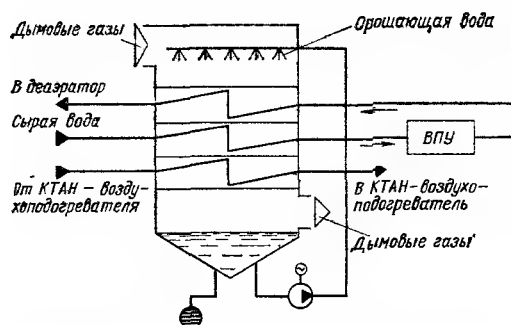


Рис. 5.18. Схема подогрева воды различного назначения в КТАН.

или нейтрализации. Контактные аппараты могут быть применены не только для утилизации теплоты дымовых газов, но и для предварительного подогрева воздуха, подводимого в топку котлов, или использоваться в приточных системах вентиляции и воздушно-го отопления.

В случае подогрева воздуха в КТАН-подогревателе теплоносителем для него может служить вода, нагретая в КТАН-утилизаторе, или любой другой низкопотенциальный теплоноситель.

Латгипропром, РПИ (Рижский политехнический институт), ВНИПИ-энергопром и Гипрополимер разработали комплексную систему теплоснабжения с применением контактных аппаратов, которые устанавливаются на трактах газоходов за котлами, а также на вводах тепловых сетей для подогрева воздуха в системах воздушного отопления, схема которых показана на рис. 5.17, б.

Система работает следующим образом. Холодный теплоноситель по обратному трубопроводу 7 поступает в контактный теплообменный аппарат 2, в котором, отбирая теплоту уходящих дымовых газов, нагревается до температуры 50°С. Далее теплоноситель нагревается в теплообменнике 3 паром до температуры 150°С, а в случае необходимости и выше и по прямому трубопроводу 4 попадает во второй теплообменник 5, в котором отдает большую часть своей теплоты подогреваемому воздуху. Затем теплоноситель попадает в контактный теплообменный аппарат 8 и охлаждается до температуры 20—25°С, отдавая свою теплоту холодному воздуху, и сетевым насосом 9 подается по обратному трубопроводу 7 к КТАН-утилизатору.

Применение системы теплоснабжения с использованием низкопотенциальной теплоты в котельной с установкой контактных теплообменных аппаратов с активной насадкой, по

сравнению с традиционными решениями тепловых схем котельных, дает экономию топлива 7—12 %, экономию капитальных вложений в систему теплоснабжения 5—15 % (в том числе сокращение металлоемкости тепловых сетей до 15—20 %) и экономию эксплуатационных затрат 5—15 %.

5.8. РАБОТА ВОДОГРЕЙНЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ КОТЛОВ В ПИКОВОМ РЕЖИМЕ И ВКЛЮЧЕНИЕ ИХ В ТЕПЛОВУЮ СХЕМУ ТЭЦ

На ТЭЦ, где подогрев сырой и химически очищенной воды осуществляется в подогревателях за счет отборного пара турбин, водогрейные котлы предназначаются для догрева сетевой воды сверх той температуры, которую в состоянии обеспечить основные подогреватели.

До применения водогрейных котлов покрытие непродолжительных пиковых теплофикационных нагрузок на ТЭЦ осуществлялось за счет включения пиковых пароводяных подогревателей, работающих на редуцированном паре от энергетических котлов. С повышением параметров пара на котлах такое использование пара становилось все более и более нерациональным.

Покрывание пика теплофикационной нагрузки при помощи водогрейных котлов освобождает от необходимости иметь на ТЭЦ соответствующую паровую мощность, т.е. на ТЭЦ может быть установлено меньшее количество паровых котлов высокого давления, что позволяет снизить капитальные затраты и высвободить энергетические котлы высокого давления для установки их на других электростанциях.

В настоящее время все ТЭЦ проектируются с установкой пиковых водогрейных котлов, что предусмотрено в действующих нормах технологического проектирования тепловых электростанций. Суммарная мощность пиковых водогрейных котлов обычно равна количеству теплоты в отборном паре ($p=1,2\div 2,5$ кгс/см²) устанавливаемых турбин и составляет ориентировочно 50 % максимальной тепловой нагрузки ТЭЦ.

Коэффициент теплофикации, т.е. отношение количества теплоты, получаемого из отборов турбин, к общему

количеству теплоты, потребному для теплофикации:

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{отб}} / Q_{\text{макс}}, \quad (5.42)$$

в этом случае $\alpha_{\text{ТЭЦ}} \approx 0,5$. В каждом конкретном случае эта величина подлежит уточнению.

Наиболее рентабельной является установка пиковых водогрейных котлов, работающих на газообразном или жидком топливе. В восточных районах страны, где имеется дешевое твердое топливо из открытых разработок, может явиться целесообразным установка пиковых водогрейных котлов и на твердом топливе.

Следует отметить, что развитие современной теплоэнергетики в области теплофикации характеризуется укрупнением единичной мощности промышленно-отопительных и отопительных ТЭЦ благодаря концентрации тепловых нагрузок и увеличению радиуса теплофикации.

Существенное влияние на выбор основного оборудования оказывает способ покрытия пиков технологических паровых нагрузок и собственных нужд ТЭЦ. Решение этих вопросов на базе использования выпускающегося до сего времени котельного оборудования (водогрейные котлы и паровые котлы $p \leq 40$ кгс/см²) не обеспечивало возможности выбора оптимального состава основного оборудования ТЭЦ. Специализация котлов по виду покрываемой тепловой нагрузки, завышенные параметры пара и малая производительность паровых котлов низкого давления приводили к необходимости принятия ряда вынужденных решений, ведущих к увеличению стоимости источника теплоснабжения, ухудшению его технико-экономических показателей и усложнению условий эксплуатации, связанному с наличием разнотипного оборудования.

К этим вынужденным решениям относятся покрытие пиковых технологических паровых нагрузок от энергетических котлов или из отборов дополнительно устанавливаемой паровой турбины с соответствующим повышением $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ сверх оптимального, установка в чисто отопительных ТЭЦ для покрытия собственных нужд в паре (мазутное хозяйство и т. д.) паровых котлов на низкие или средние параметры пара или турбоагрегатов с двумя отборами пара; установка в отопи-

тельных котельных, наряду с водогрейными котлами, котлов типа ДКВР и ГМ для покрытия собственных нужд котельной в паре.

Улучшение положения может быть достигнуто при установке на ТЭЦ и в отопительных котельных комбинированных пароводогрейных котлов. Комбинированные теплофикационные котлы, устанавливаемые на ТЭЦ и в крупных котельных, должны осуществлять покрытие собственных нужд в паре для чисто отопительных ТЭЦ и котельных и покрытие пиков по обоим видам тепловой нагрузки при установке котлов на промышленно-отопительных ТЭЦ.

Таким образом, в эксплуатации ТЭЦ возможны два режима использования комбинированных котлов, а именно в период с низкими значениями температуры наружного воздуха (ниже -10°C при $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 0,5$), когда для покрытия отопительной нагрузки требуется использование пиковых источников теплоты, и в период, когда вся отопительная нагрузка покрывается от основного энергетического оборудования. При работе в первом режиме покрытие пиков тепловых нагрузок обеспечивается использованием комбинированных котлов и запаса установленной паровой мощности энергетических котлов (сверх пропускной способности турбин).

При колебании суточного графика технологической нагрузки и при снижении ее пика во время работы пиковых котлов избыток паровой мощности пароводогрейных котлов используется для подогрева сетевой воды в пиковых бойлерах. Кроме обеспечения независимости работы комбинированных котлов от колебаний технологической нагрузки, создается большая надежность теплоснабжения при выходе из строя энергетического котла.

Работа ТЭЦ во втором режиме характеризуется увеличением запаса паропроизводительности энергетических котлов по сравнению с пропускной способностью турбин при работе их по теплофикационному графику и уменьшением технологической нагрузки. Это практически исключает необходимость использования пароводогрейных котлов в этом режиме. Однако в некоторых случаях, как, например, при прохождении суточных максимумов технологической нагрузки в период ре-

монта основного оборудования без существенного снижения мощности ТЭЦ, может потребоваться их включение. Учитывая малое время, требуемое на пуск котла, их работу следует предусматривать только в период, необходимый для покрытия пиков, с отключением их на остальное время суток. Поскольку конструкция котлов не обеспечивает чисто парового режима работы, нагрузка котла по водогрейному контуру должна поддерживаться минимально возможной, для уменьшения недовыработки электроэнергии, связанной с вытеснением отопительных отборов турбоустановок. Эти требования справедливы и для первого режима работы при уменьшении доли участия комбинированного котла в покрытии пиковой отопительной нагрузки.

5.9. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ ПРИ ИХ ВКЛЮЧЕНИИ В РАБОТУ СОВМЕСТНО С ТЭЦ

В практике встречается как параллельное, так и последовательное включение ТЭЦ и котельных в работу тепловых сетей, что значительно влияет на тепловые схемы котельных. При параллельной работе котельной с ТЭЦ на общую тепловую сеть расход воды через котельную остается таким же, как при самостоятельной работе котельной в базовом режиме. При последовательном включении котельной с ТЭЦ через нее проходит увеличенное количество сетевой воды, а водогрейные котлы работают в пиковом режиме работы тепловых потребителей, т. е. в базовом режиме. Это имеет место в том случае, когда график нагрузки котельной или снабжаемых от ТЭЦ, соответствует графику, изображенному на рис. 2.6.

Площадь, ограниченная линиями $E-b_1-B-C-D-E$ при режиме работы сетей $150-70^\circ\text{C}$ или $E-b_2-B-C-D-E$ при режиме $130-70^\circ\text{C}$, соответствует отпуску теплоты с ТЭЦ при подогреве воды в основных подогревателях. При необходимости получения нагрузки, большей $Q_{\text{осн}}$, на ТЭЦ должны быть включены пиковые подогреватели с производительностью $Q_{\text{пик}}$ или водогрейные котлы на такую же теплопроизводительность. Вследствие этого для крупных систем теплоснабжения применяются водогрейные котлы, могущие работать как в основном,

так и в пиковом режиме, т. е. в режиме с увеличенным расходом воды при небольшом ее подогреве.

При включении пиковых водогрейных котлов сетевая вода после основных подогревателей, работающих на отборном паре турбин ТЭЦ, поступает в стальные водогрейные котлы, где подогревается до температуры, требуемой по графику типа изображенного на рис. 2.9. Если система работает по температурному графику $70-150^\circ\text{C}$, то подогрев сетевой воды в основных подогревателях ТЭЦ при отборе пара с давлением до $2,5 \text{ кгс/см}^2$ осуществляется от 70°C до $95-110^\circ\text{C}$ с последующим подогревом воды в пиковых водогрейных котлах до 150°C .

Расход воды через водогрейные котлы, которые работают в пиковом режиме, зависит от доли тепловой нагрузки потребителей, покрываемой ТЭЦ из отборов турбин, и количества теплоты, которое должны дать водогрейные котлы.

Количество теплоты, которое должно быть передано в пиковые водогрейные котлы, Гкал/ч , составляет:

$$Q_{\text{пик}} = Q_{\text{т}}^{\text{макс}} (1 - \alpha_{\text{ТЭЦ}}). \quad (5.43)$$

Отопительные котельные теплопроизводительностью до 150 Гкал/ч , как правило, эксплуатируются как самостоятельные источники теплоснабжения, т. е. в базовом режиме.

Более крупные котельные с водогрейными котлами по 50 Гкал/ч могут работать в качестве пиковых совместно с ближайшей ТЭЦ. Пиковые водогрейные котлы теплопроизводительностью 100 и 180 Гкал/ч чаще всего устанавливают на ТЭЦ и реже в отдельно стоящих котельных. Поэтому при разработке тепловых схем и проектов водогрейных котельных с общей теплопроизводительностью 200 Гкал/ч и выше необходимо предусмотреть возможность их работы в пиковом режиме, так как переход водогрейных котлов и котельных из базового в пиковый режим работы связан с увеличением диаметров трубопроводов сетевой воды, заменой сетевых насосов и переключениями подводящих и отводящих трубопроводов у водогрейных котлов. Эти мероприятия вызваны тем, что при работе водогрейных котлов в пиковом режиме расход воды через них резко увеличивается.

Расход воды через котел при определенной его теплопроизводительности, т/ч, определяется разностью температур воды на выходе и входе, которая зависит от режима работы:

$$G_v = \frac{Q_k}{i_2 - i_1} 10^3,$$

где G_v — расход воды через котел, т/ч; Q_k — теплопроизводительность котла, Гкал/ч; i_2 и i_1 — энтальпии воды, поступающей в котел и выходящей из него, ккал/кг.

В качестве примера приведем приближенный расчет расхода воды через котел теплопроизводительностью 50 Гкал/ч.

При работе котла в основном (базовом) режиме с температурами воды 70—150°С:

$$G_v = \frac{50 \cdot 10^3}{150 - 70} = 625 \text{ т/ч.}$$

При работе котла в пиковом режиме при температурах воды 110—150°С

$$G_v = \frac{50 \cdot 10^3}{150 - 110} = 1250 \text{ т/ч,}$$

т. е. расход воды при переходе на пиковый режим возрос вдвое.

При других исходных температурных режимах расходы воды через котел будут иными, однако они должны соответствовать величинам, установленным заводом — изготовителем агрегата.

Удвоенное количество сетевой воды проходит и через котельную, если половина тепловой нагрузки обслуживаемого района покрывается отборами из турбин ТЭЦ.

Для обеспечения пропускания увеличенного количества сетевой воды, поступающей от районной ТЭЦ в соответствии с расчетами тепловой схемы котельной для работы в пиковом режиме, требуется частичная или полная замена отдельных групп насосов и трубопроводов. При этом необходимо учесть особенности районной ТЭЦ, коэффициент теплофикации, характеристики имеющихся насосов, производительность химводоочистки для подготовки подпиточной воды, напор обратной сетевой воды и гидравлическое сопротивление тепловых сетей района. Для поднятия давления обратной сетевой воды в котельной иногда устанавливают специальные перекачивающие насосы.

В связи с тем, что температура воды на входе в котел при работе в пиковом режиме всегда будет выше тем-

пературы воды при работе в базовом режиме, а иногда и выше точки росы уходящих дымовых газов, рециркуляция воды в пиковых водогрейных котлах, как правило, не требуется.

Регулирование температуры воды в подающей линии к тепловым сетям осуществляют путем перепуска части неподогретой воды из линии перед водогрейными котлами в подающую линию за котлами или путем изменения расхода воды через котлы, если последний много выше номинального. При втором способе регулирования температуры воды, идущей в тепловые сети, необходимо учесть увеличение гидравлического сопротивления системы трубопроводов котельной и котлов.

5.10. УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНОЙ И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ РАБОТЫ

В проектах источников теплоснабжения применяются новые решения, направленные на экономию тепловой и электрической энергии и на более надежную работу оборудования за счет сравнительно небольших усложнений тепловых схем.

На рис. 5.19 показаны четыре варианта схемы циркуляции воды для теплоносителей собственных нужд котельной. В настоящее время циркуляция воды в водогрейных котельных осуществляется в основном по схеме рис. 5.19, а, реже — по схеме рис. 5.19, б. Обе схемы обладают определенными недостатками. Так, в схеме рис. 5.19, а циркуляция греющей воды для собственных нужд обеспечивается сетевым насосом, развивающим напор, значительно больший, чем гидравлическое сопротивление контура, что приводит к неоправданному завышению расхода электрической энергии на привод сетевых насосов. Особо большие перерасходы имеют место в котельных для открытых систем теплоснабжения.

В схеме рис. 5.19, б циркуляция греющей воды организована с помощью рециркуляционного насоса, который развивает сравнительно небольшой напор. Основным недостатком такой схемы следует считать вынужденную тепловую и гидравлическую зависимость двух процессов — теплоснабжения потребителей собственных нужд и рециркуляции.

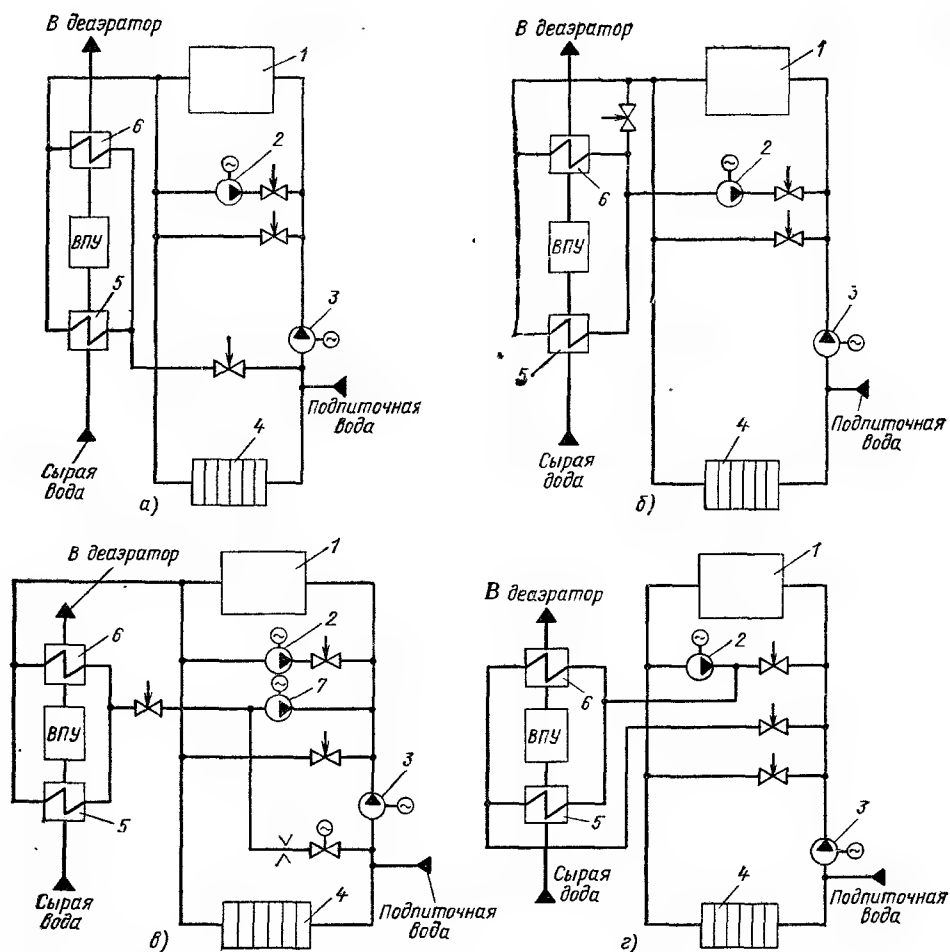


Рис. 5.19. Схемы циркуляции греющей воды собственных нужд котельной с водогрейными котлами.

1 — котел водогрейный; 2 — насос рециркуляционный; 3 — насос сетевой; 4 — потребитель тепла; 5 — подогреватель сырой воды; 6 — подогреватель химически очищенной воды; 7 — насос собственных нужд.

В новых типовых и индивидуальных проектах котельных с водогрейными котлами применяются схемы подачи греющей воды для подогрева сырой и химически очищенной воды, показанные на рис. 5.19, а, г.

В схеме рис. 5.19, в предусмотрена перекачка греющей воды собственных нужд после подогревателей в линию обратной сетевой воды перед котлом специальным циркуляционным насосом с малой производительностью и с малым напором. Вместо установки резервного насоса предусматривается шунтирующая линия, на которой устанавливается дроссельная шайба для выравнивания гидравлических сопротивлений. Эта линия присоединяется к линии обратной сетевой воды до сетевого насоса. Задвижка с электропри-

водом заблокирована с циркуляционным насосом собственных нужд и автоматически открывается при аварийном останове насоса.

В схеме рис. 5.19, г циркуляцию греющей воды собственных нужд обеспечивает рециркуляционный насос. Оба потока — рециркуляционная вода и греющая вода протекают параллельно, что значительно облегчает самостоятельную регулировку обоих процессов и уменьшает требуемый напор рециркуляционных насосов.

Для уменьшения расходов греющей воды или пара на собственные нужды котельной в тепловых схемах предусматривается подогрев сырой и химически очищенной воды в контактных теплообменных аппаратах с активной насадкой (§ 5.7).

5.11. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ

А. Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами

В качестве примера приводится расчет принципиальной тепловой схемы котельной с паровыми котлами (см. рис. 5.5), со следующими исходными данными и условиями эксплуатации.

Котельная предназначена для отпуска пара технологическим потребителям и для подогрева горячей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий. Система теплоснабжения — закрытая. Пар, вырабатываемый в паровых котлах, расходуется на технологические нужды: с параметрами 14 кгс/см², 250 °С — 10 т/ч; с параметрами 6 кгс/см², 190 °С — 103 т/ч; на подогреватели сетевой воды с параметрами 6 кгс/см², 190 °С (расчетная тепловая нагрузка в виде горячей воды 15 Гкал/ч), а также на собственные нужды и восполнение потерь в котельной. Температурный график тепловых сетей для жилого района 150—70 °С. Расчетная минимальная температура наружного воздуха — 30 °С. Для расчетов принимается температура сырой воды зимой 5 °С, летом — 15 °С, подогрев воды перед водоподготовительной установкой до 20 °С. Деаэрация питательной и подпиточной воды осуществляется в атмосферных деаэраторах при температуре 104 °С; питательная вода имеет температуру 104 °С, подпиточная 70 °С.

Возврат конденсата от технологических потребителей пара 50% и его температура 80 °С. Предусматривается непрерывная продувка паровых котлов с использованием отсепарированного пара в деаэраторе питательной воды. По характеру работы котельная является производственной. Отопительная нагрузка невелика, продолжительность стояния минусовых температур: —30 °С — 10 ч; —20 °С — 150 ч; —15 °С — 500 ч; —10 °С — 1100 ч; —5 °С — 2400 ч и 0 °С — 3500 ч при общей длительности отопительного периода в 5424 ч [11].

Расчет тепловой схемы выполнен для максимального-зимнего режима.

Расход пара на подогреватели сетевой воды

$$G = \frac{Q_{0.в}}{i_1 - i_2} = \frac{15 \cdot 10^8}{150 - 70} = 188 \text{ т/ч};$$

$$D_{п.с.в} = \frac{G(i_1 - i_2)}{(i''_{роу} - i_k) \eta_{под}} =$$

$$= \frac{188(150 - 70)10^8}{(675,6 - 80)0,98} = 25,7 \text{ т/ч},$$

где G — расход сетевой воды, т/ч; $Q_{0.в}$ — 15 Гкал/ч — расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение с учетом потерь по заданию; $i''_{роу}$ — энтальпия редуцированного пара, ккал/кг; i_k — энтальпия конденсата после охладителя конденсата, ккал/кг; i_1 — энтальпия воды после подогревателя, ккал/кг; i_2 — энтальпия воды перед подогревателем, ккал/кг.

Суммарный расход редуцированного пара для внешних потребителей

$$D''_{роу} = 103 + 25,7 = 128,7 \text{ т/ч}.$$

Суммарный расход свежего пара на внешних потребителей, т/ч,

$$D_T = D'_T + D''_{роу},$$

где $D'_T = 10$ т/ч — расход свежего пара;

$$D''_{роу} = D''_{роу} \frac{i''_{роу} - i_{п.в}}{i'_{роу} - i_{п.в}} =$$

$$= 128,7 \frac{675,6 - 104}{699 - 104} = 123,5 \text{ т/ч};$$

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, ккал/кг;
 $i'_{роу}$ — энтальпия свежего пара, ккал/кг.

Подставив указанные величины, получим:

$$D_T = 10 + 123,5 = 133,5 \text{ т/ч}.$$

Количество воды, впрыскиваемой в парохладитель РОУ, при получении редуцированного пара для внешних потребителей, определяем по формуле

$$G_{роу} = D''_{роу} \frac{i'_{роу} - i''_{роу}}{i'_{роу} - i_{п.в}} =$$

$$= 128,7 \frac{699 - 675,6}{699 - 104} = 5,2 \text{ т/ч}.$$

При расчете редуциционно-охладительной установки потери теплоты в окружающую среду из-за их незначительности не учитываются.

Расход пара на другие нужды котельной предварительно, с последующим уточнением, принимается в размере 5% внешнего потребления пара:

$$D_{с.н} = 0,05 D_T = 6,7 \text{ т/ч}.$$

Суммарная паропроизводительность котельной с учетом потерь, принимаемых равными 3%, и расхода пара на другие нужды котельной

$$D = \frac{133,5 + 6,7}{0,97} = 144,5 \text{ т/ч}.$$

Потеря конденсата с учетом 3% его потерь внутри котельной будет:

$$G_{к.пот} = 0,5(103 + 10) +$$

$$+ 0,03 \cdot 144,5 = 60,9 \text{ т/ч}.$$

Расход химически очищенной воды при величине потерь воды в тепловых сетях 2% общего расхода сетевой воды равен сумме потерь конденсата и количества воды для подпитки тепловых сетей:

$$G_{хов} = 60,9 + 0,2 \cdot 188 = 64,7 \text{ т/ч}.$$

Принимая расход воды на собственные нужды водоподготовительной установки равным 25% расхода химически очищенной, получим расход сырой воды:

$$G_{с.в} = 1,25 G_{хов} = 1,25 \cdot 64,7 = 80,9 \text{ т/ч}.$$

Расход пара на пароводяной подогреватель сырой воды может быть определен после уточнения температуры сырой воды за охладителем продувочной воды паровых котлов.

Количество воды, поступающей от непрерывной продувки,

$$G_{пр} = \frac{p_{пр} D}{100} = \frac{3 \cdot 144,5}{100} = 4,4 \text{ т/ч},$$

где $p_{пр}=3\%$ — принятый процент продувки котлов, определяемый в зависимости от качества исходной воды и способа химводоподготовки.

Количество пара на выходе из расширителя непрерывной продувки по формуле (5.9)

$$D_{пр} = \frac{G_{пр} (i_{пр}'' - i_{пр}')}{x (i_{пр}' - i_{пр}'')} = \frac{4,4 (197,3 - 104,4)}{0,98 (640,7 - 104,4)} = 0,78 \text{ т/ч},$$

где x — степень сухости пара, выходящего из расширителя.

Количество воды на выходе из расширителя

$$G_{пр}^* = 4,4 - 0,78 = 3,62 \text{ т/ч}.$$

Выполненные расчеты позволяют определить температуру сырой воды после охладителя продувочной воды

$$t_{с.в} = \frac{G_{пр}^* (i_{пр}'' \eta - i_{охл})}{G_{с.в}} + t_{с.в} = \frac{3,62 (104,4 \cdot 0,98 - 50)}{80,9} + 5 = 7,8^\circ\text{C},$$

где $i_{охл}=50$ ккал/кг — энтальпия продувочной воды после охладителя.

Расход пара на пароводяной подогреватель сырой воды определяется по формуле (5.14):

$$D_{с.в} = G_{с.в} \frac{i_{впу}'' - i_{с.в}'}{(i_{роу}'' - i_{к}') \eta_{под}} = 80,9 \frac{20 - 7,8}{[(675,6 - 159,3) 0,98]} = 1,95 \text{ т/ч}.$$

Подогрев химически очищенной воды производится:

в водо-водяном теплообменнике до деаэратора подпиточной воды за счет охлаждения воды от 104°C до 70°C ;

в пароводяном подогревателе до деаэратора питательной воды за счет теплоты редуцированного пара.

Подогрев химически очищенной воды в охладителях выпара из деаэраторов в данном случае незначителен и не учитывается, так как практически не сказывается на точности расчета схемы. Температура воды, поступающей в деаэратор за теплообменником для охлаждения подпиточной воды, определяется из уравнения теплового баланса теплообменника:

$$i_{хов}'' = i_{хов}' + \frac{G_{подп} (i_{подп}'' - i_{подп}') \eta_{под}}{G_{хов}^{подп}} = 18 + \frac{3,8 (104 - 70) 0,98}{3,5} = 54,2^\circ\text{C},$$

где $i_{хов}'=18^\circ\text{C}$ — температура воды после ВПУ; $G_{подп}=188 \cdot 0,02=3,8$ т/ч — расход подпиточной воды; $G_{хов}^{подп}=3,5$ т/ч — предварительно принятый расход химически очищенной воды, поступающей в деаэратор для подпитки тепловых сетей.

Расход пара на деаэратор подпиточной воды

$$D_{д}^{подп} = \frac{G_{подп} (i_{подп}'' - i_{хов}')}{(i_{роу}'' - i_{подп}') \eta_{под}} = \frac{3,8 (104 - 54,2)}{(675,6 - 104) 0,98} = 0,33 \text{ т/ч}.$$

С учетом количества пара, идущего на подогрев воды, фактический расход химически очищенной воды, поступающей в деаэратор для подпиточной воды, будет

$$G_{хов}^{факт} = G_{подп} - D_{д}^{подп} = 3,8 - 0,33 = 3,47 \text{ т/ч},$$

что мало отличается от предварительно принятой величины в 3,5 т/ч.

Расход пара на пароводяной подогреватель химически очищенной воды, поступающей в деаэратор питательной воды, определен аналогично предыдущему:

$$D_{хов} = \frac{G_{хов}^{пит} (i_{хов}'' - i_{хов}')}{(i_{роу}'' - i_{к}') \eta_{под}} = \frac{60,9 (80 - 18)}{(675,6 - 159,3) 0,98} = 7,2 \text{ т/ч},$$

где $G_{хов}^{пит}=G_{к.пот}=60,9$ т/ч — расход химически очищенной воды, идущей в подогреватель; $i_{хов}''$ — энтальпия воды после подогревателя, ккал/кг; $i_{хов}'$ — энтальпия воды перед подогревателем, ккал/кг.

Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор для питательной воды, за вычетом греющего пара,

$$G_{д} = G_{хов}^{пит} + G_{к}^{пр} + G_{к}^{хов} + G_{к}^{с.в} + G_{к}^{п.с.в} + D_{пр} = 60,9 + 56,5 + 7,2 + 1,95 + 25,7 + 0,78 = 153,03 \text{ т/ч},$$

средняя температура будет равна:

$$t_{д} = \frac{60,9 \cdot 80 + 56,5 \cdot 80 + 7,2 \cdot 159,3 + 1,95 \cdot 159,3 + 25,7 \cdot 80 + 0,78 \cdot 640,7}{153,03} = 87,5^\circ\text{C}.$$

Эти расчеты позволяют определить расход пара на деаэратор питательной воды:

$$D_{д}^{пит} = \frac{G_{д} (i_{пит}'' - i_{д}')}{(i_{роу}'' - i_{пит}') \eta_{под}} = \frac{153,03 (104 - 87,5)}{(675,6 - 104) 0,98} = 4,33 \text{ т/ч}.$$

Тогда суммарный расход редуцированного пара внутри котельной для собственных нужд:

$$D_{с.н}^{ред} = D_{д}^{пит} + D_{д}^{подп} + D_{с.в} + D_{хов} = 4,33 + 0,33 + 1,95 + 7,2 = 13,81 \text{ т/ч},$$

или свежего пара

$$D_{с.н} = 13,81 \frac{675,6 - 104}{699 - 104} = 13,3 \text{ т/ч}.$$

Паропроизводительность котельной с учетом внутренних потерь:

$$\Sigma D = (D_{\text{т}} + D_{\text{с.н}}) \frac{1}{0,97} = (133,5 + 13,3) \frac{1}{0,97} = 151,2 \text{ т/ч.}$$

Расхождение с величиной D , принятой в предварительном подсчете, равно 7,3 т/ч, что составляет 4,8 %, поэтому следует уточнить расчет, принимая увеличенный расход пара на собственные нужды котельной.

Уточненный расход пара:

$$D''_{\text{роу}} = D''_{\text{т}} + D_{\text{п.с.в}} + D_{\text{с.в}} + D_{\text{хов}} + D''_{\text{д}} + D''_{\text{д}} = 103 + 25,7 + 1,95 + 7,20 + 4,33 + 0,33 = 142,51 \text{ т/ч;}$$

$$D''_{\text{роу}} = D''_{\text{роу}} \frac{t''_{\text{роу}} - t''_{\text{пит}}}{t'_{\text{роу}} - t'_{\text{пит}}} =$$

$$= 142,51 \frac{675,6 - 104}{699 - 104} = 136,8 \text{ т/ч.}$$

Тогда

$$G_{\text{роу}} = 136,8 \frac{699 - 675,6}{699 - 104} = 5,44 \text{ т/ч;}$$

$$\Sigma D = 10 + 136,8 + (0,03 \cdot 146,8) = 151,2 \text{ т/ч.}$$

Расчет тепловой схемы котельной для других режимов производится аналогично рассмотренному.

Для установки в котельной, с учетом коэффициента совпадения максимумов потребностей пара $K=0,95-0,98$, принимаются три паровых котла паропроизводительностью по 50 т/ч со следующими параметрами: давление 14 кгс/см², температура 250 °С.

Такие котлы выпускает Белгородский завод «Энергомаш».

Б. Расчет принципиальной тепловой схемы водогрейной котельной для закрытой системы теплоснабжения

Расчет выполняется для приведенной на рис. 5.7 принципиальной тепловой схемы котельной. Котельная предназначена для снабжения горячей водой жилых и общественных зданий для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Тепловые нагрузки котельной с учетом потерь в наружных сетях при максимально зимнем режиме следующие: на отопление и вентиляцию 45 Гкал/ч; на горячее водоснабжение 15 Гкал/ч. Тепловые сети работают по температурному графику 150—70 °С. Для горячего водоснабжения принята смешанная схема подогрева воды у абонентов. Расчетная минимальная температура наружного воздуха —26 °С. Подогрев сырой воды перед химводоочисткой принят до 20 °С — от 5 °С зимой и 15 °С летом. Деаэрация воды осуществляется в деаэраторе при атмосферном давлении. Годовой график нагрузки котельной дан на рис. 5.20, где приведены данные о продолжительности стояния наружных температур в сутках.

Расчет ведется для пяти характерных режимов работы системы теплоснабжения и для двух температур воды на входе и выходе из котлов. При работе водогрейных котлов на малосернистых каменных углях температура воды на входе в котлы поддерживается постоянной — $t'_{\text{к}}=70$ °С, на выходе из котлов $t''_{\text{к}}=150$ °С. Основной расчет ведется на максимальный зимний режим. Отпуск теплоты на отопление и вентиляцию $Q_{\text{о.в}}=45$ Гкал/ч. Отпуск теплоты на горячее водоснабжение $Q_{\text{г.в}}=15$ Гкал/ч, что дает общую теплопроизводительность котельной $Q_{\text{к}}=60$ Гкал/ч.

Расчетный часовой расход сетевой воды для нужд отопления и вентиляции по формуле (5.21) составит:

$$G_{\text{о.в}} = \frac{Q_{\text{о.в}}}{t'_{\text{т.с}} - t''_{\text{т.с}}} = \frac{45 \cdot 10^3}{150 - 70} = 562 \text{ т/ч.}$$

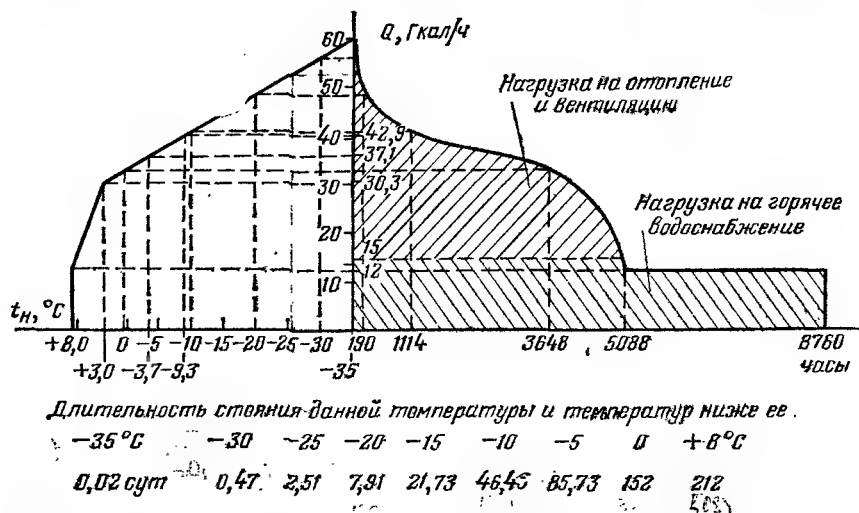


Рис. 5.20. График нагрузки котельной с водогрейными котлами и данные о длительности стояния наружной температуры.

Расчетный часовой расход воды для нужд горячего водоснабжения по формуле (5.23) будет:

$$G_{г.в}^{потр} = \frac{Q_{г.в}}{i_{г.в} - i'_{с.в}} = \frac{15 \cdot 10^3}{60 - 5} = 273 \text{ т/ч.}$$

При применении у абонентов смешанной схемы подогрева воды для горячего водоснабжения используется теплота обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции. Расчетom проверяется температура обратной сетевой воды после местных теплообменников горячего водоснабжения, которая по формуле (5.22) равна:

$$i''_{г.в} = i''_{т.с} = i''_{о.в} - \frac{G_{г.в}^{потр} (i_{г.в} - i'_{с.в})}{G_{о.в} \eta_{под} c_v} = 70 - \frac{273 \cdot 55}{562 \cdot 0,98 \cdot 1} = 42,6 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Суммарный расчетный часовой расход сетевой воды по формуле (5.25)

$$G = G_{о.в} + G_{г.в} = 562 + 0 = 562 \text{ т/ч.}$$

Расход воды на подпитку при потерях 2 % в тепловых сетях:

$$G_{подп} = 562 \cdot 0,02 = 12 \text{ т/ч.}$$

Расход сырой воды на химводоочистку при собственных нуждах последней 25 % производительности

$$G_{с.в} = 1,25 \cdot 12 = 15 \text{ т/ч.}$$

Температура химически очищенной воды после теплообменника — охладителя подпиточной воды 9, установленного после деаэратора 10,

$$i'_{хов} = \frac{G_{подп}}{G_{хов} c_v} (i'_{подп} - i''_{подп}) \eta_{под} + i'_{хов},$$

где $G_{хов} = 10$ т/ч — предварительно принятый расход химически очищенной воды; $c_v = 1$ ккал/кг;

$$i'_{хов} = \frac{12}{10 \cdot 1} (104 - 70) 0,98 + 18 = 58 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Задаваясь расходом греющей воды $G_{гр}^{подп} = 6$ т/ч и температурой на выходе из подогревателя следующей ступени подогрева химически очищенной воды $i_{гр} = 108$ °C, определяем температуру воды, поступающей в деаэратор:

$$i'_{хов} = \frac{G_{гр}^{подп}}{G_{хов} c_v} (i'_{т.с} - i_{гр}) \eta_{под} + i'_{хов} = \frac{6}{10 \cdot 1} (150 - 108) 0,98 + 58 = 82,7 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

С учетом подсчитанных величин температура сырой воды перед химводоочисткой

$$i'_{хов} = \frac{G_{гр}^{подп}}{G_{св} c_v} (i'_{гр} - i_{гр}) \eta_{под} + i'_{с.в} = \frac{6}{15 \cdot 1} (108 - 70) 0,98 + 5 = 19,9 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Расход греющей воды на деаэрационную установку определяется из уравнения теплового баланса

$$G_{подп} i'_{подп} = G_{хов} i'_{хов} + G_{гр} i_{гр};$$

$$12 \cdot 104 = 10 \cdot 82,7 + G_{гр} \cdot 150;$$

$$G_{гр} = 2,8 \text{ т/ч.}$$

При составлении баланса количества воды в котельной установке величину $G_{гр}^д$ следует учитывать при определении расхода воды на подпитку тепловых сетей. Расход химически очищенной воды на подпитку будет:

$$G_{хов} = G_{подп} - G_{гр}^д = 12 - 2,8 = 9,2 \text{ т/ч.}$$

Потери воды в охладителе выпара незначительны и при составлении баланса без ущерба для точности ими можно пренебречь. При принятой температуре воды на входе в котлы $i'_к = 70$ °C, на выходе из них $i''_к = 150$ °C расход воды через котлы составит:

$$G_k = \frac{Q_k}{i''_к - i'_к} = \frac{60 \cdot 10^3}{150 - 70} = 750 \text{ т/ч.}$$

При температуре обратной воды $i''_{т.с} = 42,6$ °C для получения температуры воды на входе в котлы 70 °C нужен следующий расход воды на рециркуляцию [см. формулу (5.33)]:

$$G_{рец} = \frac{G_k (i'_к - i''_{т.с})}{i''_к - i''_{т.с}} = \frac{750 (70 - 42,6)}{150 - 42,6} = 191,3 \text{ т/ч.}$$

Для режима с максимальной теплопроизводительностью расход воды в перепускную линию отсутствует:

$$G_{пер} = \frac{G (i'_к - i'_{т.с})}{i''_к - i'_{т.с}} = \frac{562 (150 - 150)}{150 - 42,6} = 0 \text{ т/ч.}$$

Для проверки правильности выполненного расчета тепловой схемы нужно составить баланс количества воды для всей котельной установки.

Расход через обратный трубопровод сетевой воды

$$G_{обр} = G - G_{подп} = 562 - 12 = 550 \text{ т/ч,}$$

а расчетный расход воды через котлы будет:

$$G'_к = G_{обр} + G_{подп} + G_{гр}^{подп} + G_{рец} = 550 + 12 + 6 + 191,3 = 759,3 \text{ т/ч.}$$

Поскольку часть горячей воды после котлов идет на подогреватели, в деаэратор и на рециркуляцию, расход сетевой воды на выходе из котельной составит:

$$G' = G'_к - G_{гр}^д - G_{гр}^{подп} - G_{рец} = 759,3 - 2,8 - 6,0 - 191,3 = 557,4 \text{ т/ч.}$$

Разница между найденным ранее и уточненным расходами воды через котлы незначительна (<0,5 %), поэтому выполненный расчет

Таблица 5.2. Результаты расчета тепловой схемы водогрейной котельной

Наименование	Расчетная формула	Расчетные режимы				
		максимально-зимний	средний наиболее холодного месяца	средний отопительного сезона	в точке перелома температурного графика	летний
Температура наружного воздуха $t_{в}, ^\circ\text{C}$	По климатологическим таблицам	-26	-9,3	-3,7	+3	+8
Отпуск теплоты на отопление и вентиляцию $Q_{о.в}, \text{Гкал/ч}$	$Q_{о.в}^p \frac{t_{вн}^p - t_{н}}{t_{вн}^p - t_{н}^p}$	45,0	27,9	22,1	15,3	—
Отпуск теплоты на горячее водоснабжение $Q_{г.в}, \text{Гкал/ч}$	По заданию	15	15	15	15	12
Общая теплопроизводительность котельной (с учетом потерь) $Q, \text{Гкал/ч}$	$Q_{о.в} + Q_{г.в}$	60,0	42,9	37,1	30,3	12
Температура прямой сетевой воды на выходе из котельной $t_{т.с}, ^\circ\text{C}$	По графику	150	105	90	70	70
Температура обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции $t_{о.в}, ^\circ\text{C}$	То же	70,0	55,0	50,0	42,5	—
Температура обратной сетевой воды после местных подогревателей горячего водоснабжения $t_{т.с}, ^\circ\text{C}$	$t_{о.в} - \frac{Q_{г.в}^I}{G_{с.в} \eta_{\text{под}}}$	42,6	38,0	35,8	33,3	35,0
Расход сетевой воды для отопления и вентиляции $G_{о.в}, \text{т/ч}$	$\frac{Q_{о.в} \cdot 10^3}{i'_{т.с} - i''_{о.в}}$	562	570	552	556	—
Расход сетевой воды для горячего водоснабжения $G_{г.в}, \text{т/ч}$	$\frac{Q_{г.в}^I \cdot 10^3}{i'_{т.с} - i''_{о.в}}$	—	82	135	272	342
Общий расход сетевой воды $G, \text{т/ч}$	$G_{о.в} + G_{г.в}$	562	652	687	828	342
Расход воды на линии рециркуляции при $t'_k = 70^\circ\text{C} = \text{const}, G_{\text{рец}}, \text{т/ч}$	$\frac{G_R (i'_k - i''_{т.с})}{i'_k - i''_{т.с}}$	0	270	306	357	105
Расход воды на линии рециркуляции при $t'_k = 150^\circ\text{C} = \text{const}, G_{\text{рец}}, \text{т/ч}$	$\frac{G_R (i'_k - i''_{т.с})}{i'_k - i''_{т.с}}$	191,3	368	425	490	145
Расход воды на линии перепуска при $t'_k = 70^\circ\text{C} = \text{const}, G_{\text{пер}}, \text{т/ч}$	$\frac{G (i''_{т.с} - i'_k)}{i'_k - i''_{т.с}}$	0	161	241	433	197
Расход воды на линии перепуска при $t'_k = 150^\circ\text{C} = \text{const}, G_{\text{пер}}, \text{т/ч}$	$\frac{G (i''_{т.с} - i'_k)}{i'_k - i''_{т.с}}$	0	262	361	567	237

Наименование	Расчетная формула	Расчетные режимы				
		максимально-зимний	средний наиболее холодного месяца	средний отопительного сезона	в точке передела температурного графика	летний
Температуры воды на входе в котел при $t_{\text{к}}' = 150^{\circ}\text{C} = \text{const}$, $t_{\text{к}}''^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{к}}'' = \frac{Q_{\text{к}}}{G_{\text{к}} c_{\text{в}}}$	70	93	110,6	109,6	102
Температура воды на выходе из котла при $t_{\text{к}}' = 70^{\circ}\text{C} = \text{const}$, $t_{\text{к}}''^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{к}}' = \frac{Q_{\text{к}}}{G_{\text{к}} c_{\text{в}}}$	150	127	119,4	110,4	118

принципиальной тепловой схемы котельной может считаться законченным. В случае несоответствия величины G с G' более чем на 3 % необходимо произвести пересчет расходов горячей воды на собственные нужды при той же теплопроизводительности котельной.

В данном примере расчета тепловой схемы котельной повышение температуры воды перед сетевыми насосами за счет тепла, вносимого с подпиточной водой и охлажденной водой от подогревателя сырой воды, не учитывалось вследствие их малой величины (меньше 2 %).

Для других режимов работы котельной расчет тепловой схемы производится аналогично; результаты его представлены в табл. 5.2.

В тех случаях, когда данные о расходе горячей сетевой воды для нужд горячего водоснабжения и подогрева воды у абонентов отсутствуют, можно принять следующий порядок определения этого расхода.

При известном расходе воды на горячее водоснабжение $G_{г.в.}^{\text{потр}}$, т/ч, тепловая нагрузка подогревателя первой ступени (на обратной

линии сетевой воды) (см. рис. 5.3) может быть определена из уравнения

$$Q_{г.в.}^I = \frac{G_{г.в.}^{\text{потр}} [i_{о.в.}'' - (\Delta t_v c_v + i_{с.в.}')]}{10^3}$$

где Δt_v — минимальная разность температур подогреваемой и греющей воды, принимается равной 10°C ; остальные обозначения в этом уравнении приводились ранее.

Тепловая нагрузка подогревателя второй ступени, Гкал/ч, где вода нагревается прямой сетевой водой, составит:

$$Q_{г.в.}^{II} = Q_{г.в.} - Q_{г.в.}^I$$

При известной величине тепловой нагрузки подогревателя второй ступени расход сетевой воды, т/ч, на него составит:

$$G_{г.в.} = \frac{Q_{г.в.}^{II} \cdot 10^3}{i_{т.с.}' - i_{о.в.}''}$$

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ. ДЕАЭРАЦИЯ ВОДЫ. ВОДОПОДГОТОВКА. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ

6.1. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ И ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Выбор типа, количества и единичной производительности котлов зависит главным образом от расчетной тепловой производительности котельной, где они будут установлены.

Особенности определения расчетных производительностей котельных для разных их категорий и назначений (производственные, производственно-отопительные и чисто отопительные), а также рекомендации по выбору котельных агрегатов, т. е. основного оборудования котельных, рассмотрены в гл. 1, 2 и 5.

Для уменьшения капитальных затрат и эксплуатационных расходов целесообразно выбирать однотипные котлы с одинаковой теплопроизводительностью. В существующих производственных котельных увеличение производительности и экономичности котельных агрегатов может быть получено путем их модернизации — увеличения поверхности нагрева экранов и развития хвостовых поверхностей нагрева, в первую очередь водяного экономайзера.

6.2. ВЫБОР НАСОСОВ

Сетевые насосы водогрейных котельных и питательные насосы паровых котельных являются ответственным

ными элементами их тепловых схем. Сетевые насосы выбирают по расходу сетевой воды G , т/ч, который определяют, исходя из величины расчетной тепловой нагрузки $Q_{расч}$ при температурном перепаде $\Delta t_{с.в.}$:

$$G = \frac{Q_{расч} \cdot 10^3}{\Delta t_{с.в.}} \quad (6.1)$$

Согласно правилам Госгортехнадзора СССР [14] в котельных с водогрейными или с паровыми котлами и подогревателями сетевой воды должно быть установлено не менее двух сетевых насосов. Количество устанавливаемых насосов и их единичная подача определяются, исходя из условий обеспечения наиболее экономичной их работы в течение года. Суммарная подача сетевых насосов в котельной должна быть такой, чтобы при выходе из строя любого насоса оставшиеся обеспечивали подачу максимального расхода сетевой воды G .

В системах, имеющих летнюю нагрузку на горячее водоснабжение, выбор сетевых насосов производят с учетом летнего режима работы тепловых сетей. В последнем случае целесообразна установка специальных «летних» сетевых насосов или выяснение возможности использования в качестве сетевых насосов рециркуляции.

В отопительных котельных, работающих на открытые системы теплоснабжения, подачу сетевых насосов обычно принимают, исходя из максимального отопления и вентиляции и среднего расхода воды на горячее водоснабжение. Вода, подаваемая подпиточными насосами из баков-аккумуляторов, обеспечивает сглаживание неравномерности потребления горячей воды в течение суток. Напор сетевых насосов выбирается из условия преодоления гидравлического сопротивления сети при расчетном максимальном расходе воды и сопротивления котлов, бойлеров и соединительных трубопроводов.

Создаваемый насосом напор, м вод. ст., можно определить из выражения

$$H \cong \varphi n^2 D_2^2 i, \quad (6.2)$$

где φ — коэффициент, зависящий от конструкции насоса. Для приближенных расчетов φ принимают в пределах 0,9—1,5 [11], или определяют опытным путем; n — частота вращения, об/мин; D_2 — диаметр рабочего колеса, м; i —

число последовательно расположенных на валу рабочих колес.

Следует иметь в виду, что при изменении гидравлического сопротивления тепловых сетей выбранный сетевой насос будет подавать разные количества воды. Заводы-изготовители насосов составляют характеристики машин путем проведения режимных испытаний. Эти характеристики входят в паспорт насоса.

При выборе насоса для заданных условий работы необходимо совместить характеристики насоса и тепловых сетей и определить точку пересечения этих кривых. Если найденная точка находится на участке характеристики насоса, в пределах которого завод-изготовитель гарантирует устойчивую работу машины, можно считать, что выбранный насос обеспечит подачу заданного количества воды и требуемый напор.

При проектировании котельных часто встречаются случаи, когда центробежные насосы работают параллельно на общую сеть. При этом их суммарная характеристика, показанная на рис. 6.1 кривой B_1ED (1+2), отличается от характеристик 1 и 2 каждого из насосов. Суммарная характеристика получена сложением расходов воды Q , подаваемых каждым насосом при одинаковом напоре H .

Из кривых рис. 6.1 видно, что подача каждого из насосов при его самостоятельной работе выше, чем при совместной. Это следует учитывать при выборе насосов. Регулирование подачи каждого из параллельно работающих насосов обычно осуществляется задвижкой на напорной стороне. В котельных рекомендуется предусматривать установку однотипных сетевых насосов, что улучшит условия их эксп-

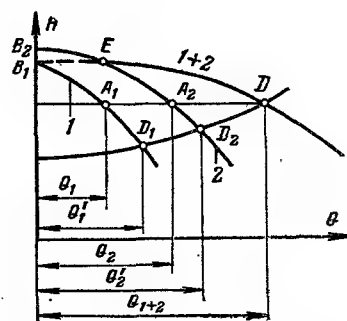


Рис. 6.1. Характеристика совместной параллельной работы центробежных насосов.

луатации и выполнение ремонтных работ вследствие взаимозаменяемости отдельных частей насосов.

Сетевые насосы устанавливаются на обратной линии тепловых сетей, где температура сетевой воды не превышает 70°C . Выяснение необходимости установки сетевых насосов в пиковых водогрейных котельных ведется одновременно с разработкой проекта теплоснабжения района от ТЭЦ и котельной. Выбор соответствующих насосов и режим их работы зависят от гидравлического сопротивления системы и типов бойлеров, установленных на ТЭЦ.

Рециркуляционные насосы водогрейных котлов/устанавливают для повышения температуры воды на входе в котел путем подмешивания горячей воды из прямой линии тепловых сетей. Подача рециркуляционных насосов определяется при расчете тепловой схемы котельной, необходимый напор насоса определяется гидравлическим сопротивлением водогрейного котла и соединяющих насосы и котел трубопроводов.

Практически сопротивление контура рециркуляции, включая водогрейный котел, лежит в пределах от 20 до 30 м вод. ст. Количество и подача рециркуляционных насосов зависят от тепловой схемы включения оборудования (общестанционная или агрегатная), которые рассмотрены в гл. 5. В качестве рециркуляционных наиболее часто используются насосы типа НКУ Китайского насосного завода, которые рассчитаны на перекачку воды с температурой до 200°C при напоре от 30 до 40 м вод. ст. при подаче от 75 до $250\text{ м}^3/\text{ч}$ [23].

Для восполнения утечки воды из закрытых систем и расходов воды на горячее водоснабжение и на утечки в открытых системах теплоснабжения устанавливают подпиточные насосы. Количество воды для покрытия утечек из закрытых теплофикационных систем принимают равным 0,5 % объема воды в трубопроводах системы, а подача подпиточного насоса выбирается вдвое большей для возможности аварийной подпитки сетей. При открытых системах теплоснабжения подача подпиточных насосов определяется суммой расходов воды на покрытие максимального расхода на горячее водоснабжение и удвоенного расхода воды на утечки.

Необходимый напор подпиточных насосов определяется давлением воды в обратной магистрали и сопротивлением трубопроводов и арматуры на линии подпитки. Число подпиточных насосов должно быть не менее двух, один из них — резервный. Для уменьшения капитальных затрат допускается использование подпиточных насосов в качестве летних сетевых насосов.

В котельных с паровыми котлами устанавливаются питательные насосы, которые могут быть центробежными и поршневыми с электрическим и паровым приводом; число их должно быть не менее двух с независимым приводом. Один насос или более должны быть с паровым приводом. Суммарная подача насосов с электроприводом должна быть не менее 110 %, а с паровым приводом — не менее 50 % номинальной паропроизводительности всех рабочих котлов без учета резервного.

Допускается установка всех питательных насосов только с паровым приводом, а при наличии двух независимых источников питания котельной электроэнергией — только с электроприводом.

Количество и подача питательных насосов выбираются так, чтобы в случае остановки самого мощного насоса оставшиеся обеспечили подачу воды в количестве, необходимом для питания всех рабочих паровых котлов, с учетом расходов на непрерывную продувку котлов, на парохладители котлов и на редукционно-охладительные и охладительные установки.

В котельной второй категории, в которой предусматривается установка котлов с облегченной или легкой обмуровкой при камерном сжигании топлива, т. е. при условии, что теплота, аккумулированная топкой, не может привести к перегреву металла элементов котла при выходе из строя питательного насоса и автоматическом отключении подачи топлива в топку, суммарная подача питательных насосов определяется исходя из перечисленных выше требований, без учета возможной остановки одного из питательных насосов. В этом случае резервный питательный насос не устанавливается.

Напор, который должны создавать питательные насосы для паровых кот-

лов, м вод. ст., определяют по формуле

$$H = 1,15 \cdot 10 (P_6 - P_d) + H_c + H_r, \quad (6.3)$$

где P_6 — наибольшее возможное избыточное давление в барабане котла, кгс/см²; P_d — избыточное давление в деаэраторе, кгс/см²; H_c — суммарное сопротивление всасывающего и напорного тракта питательной воды, м, вод. ст.; H_r — геометрическая разность уровней воды в барабане котла и деаэраторе, м.

Центробежные питательные насосы, работающие на общую магистраль питательной воды для паровых котлов, должны иметь характеристики, допускающие их параллельную работу (рис. 6.1). Характеристики и габаритные размеры насосов могут быть подобраны по каталогам заводов-изготовителей или по данным [23].

Для быстрой замены вышедшего из строя насоса резервным в котельных, как правило, должны устанавливаться однотипные сетевые и питательные насосы.

Конденсатные насосы перекачивают конденсат из баков, куда он поступает с производства или из бойлерных установок, в деаэрационные устройства.

Подача конденсатных насосов определяется, исходя из максимального количества конденсата. Количество устанавливаемых конденсатных насосов должно быть не менее двух. Напор, развиваемый этими насосами, должен быть достаточным для преодоления сопротивления конденсатопроводов, давления в деаэраторе и гидростатического напора из-за разности уровней мест установки насоса и деаэратора.

Для нормальной работы конденсатного насоса необходимо обеспечивать подачу конденсата из бака к насосу самотеком с достаточным подпором, а при расположении баков и насосов на одном или близких уровнях температура конденсата должна быть не выше 80 °С.

В тепловых схемах котельных с вакуумной деаэрацией воды применяются насосы, подающие воду к эжекторам, отсасывающим выпар из деаэратора. Подача насосов и необходимый напор определяются из расчета эжекторов. Насосы забирают воду из бака, в котором отделяются газы при температуре 20—30 °С. Количество устанавли-

ваемых для этой цели насосов должно быть не менее двух.

Для подачи воды от источника водоснабжения котельной — резервуара воды, водопровода промышленного или жилого района — в систему водоподготовки котельной устанавливают насосы сырой воды. Подача насосов определяется максимальной потребностью в химически очищенной воде и расходом ее на собственные нужды химводоочистки. Расход воды на собственные нужды химводоочистки определяется при расчете тепловой схемы котельной (см. гл. 5).

Кроме расхода сырой воды на химводоочистку, имеются и другие расходы котельной, которые следует учитывать при определении подачи насосов сырой воды. Так, например, на охлаждение подшипников насосов, датчиков контрольно-измерительных приборов используют химически очищенную воду, на систему гидрозолаудаления используют воду после промывки фильтров химводоочистки, конденсат из мазутного хозяйства, воду из душевых и умывальников и другую загрязненную на производстве воду.

Необходимый напор насосов сырой воды выбирается в зависимости от гидравлического сопротивления трубопроводов, арматуры, фильтров и гидростатического напора воды и обычно лежит в пределах от 40 до 60 м вод. ст.

В качестве насосов сырой воды используются обычные насосы марки К или Д. Если напор исходной воды составляет примерно 40—60 м вод. ст., то его достаточно для преодоления гидравлического сопротивления трубопроводов и аппаратуры котельной, что позволяет не устанавливать насосы сырой воды.

Для осуществления безнакипного режима работы паровых котлов производительностью 20 т/ч и больше, даже при давлении $p=14$ кгс/см², устанавливаются насосы для подачи раствора фосфата в водяной объем котлов. Для этого применяют насосы-дозаторы марки НД завода «Ригахиммаш» с подачей 50—100 л/ч (в количестве одного насоса на каждый котел). На водоподготовительной установке, кроме насосов-дозаторов, ставятся еще насосы для перекачки растворов реагентов и кислоты. Например, для подачи раствора из бака мокрого хранения соли к фильтрам применяются специ-

альные насосы марки ХД Китайского насосного завода.

Подача указанных насосов зависит от объема мерника-дозатора, т. е. от суточного расхода соли или других реагентов. Подача и напор таких насосов и их количество выбирают по данным расчета ВПУ.

6.3. ДЕАЭРАЦИЯ ВОДЫ

Для обеспечения надежности работы котельных со стальными водогрейными и паровыми котлами обязательно удаление из воды растворенных в ней коррозионно-активных газов — кислорода и свободной углекислоты. Эти газы вызывают коррозию поверхностей нагрева и трубопроводов котельных и тепловых сетей. Нормами установлено, что содержание кислорода в сетевой воде не должно превышать для стальных водогрейных котлов 0,05 мг/кг, для паровых котлов низкого давления в питательной воде — 0,03 мг/кг. Деаэрация воды основана на повышении ее температуры до кипения, при котором происходит выделение газов из воды.

В целях улучшения условий выделения газов необходимо максимально увеличивать поверхность деаэрируемой воды с тем, чтобы растворенные газы могли быстро выделяться. Это достигается сливом деаэрируемой воды через сита для образования большого числа струй с малым диаметром или разбрызгиванием ее в отдельные капли. Увеличение поверхности соприкосновения воды с паром может быть получено, кроме того, путем подачи греющего пара в водяной объем бака (барботирование) либо в специальное устройство. Чтобы обеспечить максимально возможную разность скоростей газов в воде и паровом объеме, применяется противоток в направлениях движения греющего пара и потоков воды.

Процесс деаэрации может быть осуществлен при разном абсолютном давлении. Если давление над поверхностью воды меньше атмосферного, т. е. вода кипит при температуре ниже 100 °С, то такие установки называются вакуумными. Деаэраторы, работающие при давлении, близком к атмосферному (порядка 1,2 кгс/см²) называются атмосферными. Кипение воды в деаэраторе может быть достигнуто за счет снижения давления ниже атмо-

сферного для самовскипания, что осуществляется в вакуумных деаэраторах, или за счет нагрева воды паром, поступающим в колонку деаэратора атмосферного типа.

Недогрев воды до температуры кипения даже на 1 °С приводит к остаточному содержанию кислорода в воде до 0,13 мг/кг в деаэраторах атмосферного типа, а в вакуумных деаэраторах увеличивает содержание кислорода на 0,05—0,09 мг/кг [25]. Поэтому для обеспечения надежной деаэрации воды необходимо подавать в колонку вакуумного деаэратора воду с температурой выше температуры кипения при давлении в нем, в колонку атмосферного деаэратора греющий пар должен поступать с некоторым избытком.

Смесь газа и пара в деаэраторах атмосферного типа или в вакуумных деаэраторах, так называемый выпар, должна непрерывно отводиться из верхней части деаэрационной колонки (головки деаэратора) в охладитель, где пар конденсируется, а газы уходят в атмосферу. В деаэраторном баке атмосферного деаэратора, который устанавливается под деаэрационной колонкой, продолжается выделение оставшихся нерастворенных газов из воды. Способ деаэрации воды под вакуумом получил практическое применение только в последние годы в котельных со стальными водогрейными котлами. Обязательным условием нормальной работы вакуумного деаэратора является его хорошая воздушная плотность и герметичность всей системы трубопроводов, находящихся под разрежением.

ЦКТИ совместно с Черновицким машиностроительным заводом разработал проект установок вакуумных деаэраторов различной производительности типа ДСВ.

Техническая характеристика вакуумных деаэраторов дана в табл. 6.1 и 6.2.

Вакуумные деаэраторы, перечисленные в табл. 6.1, изготавливаются на монтажной площадке котельной или на заводах по разработанным Латгипропром чертежам, которые распространяются Центральным институтом типового проектирования Госстроя СССР.

Общий вид вакуумного деаэратора типа ДВ с охладителем выпара типа ОВВ показан на рис. 6.2.

Таблица 6.1. Технические характеристики вакуумных деаэраторов малой производительности

Обозначение типоразмера			Номинальные параметры		Область применения
деаэратора	охлади-теля	водоструй-ного эжекто-ра	произво-дительно-сть, т/ч	рабочее давление, кгс/см ²	
ДВ-5	ОВВ-2	ЭВ-10	5	0,30	В котельных низкого давления и малой про-изводительности, когда температура пита-тельной воды должна быть ниже 100 °С и составлять минимум 70 °С
ДВ-15	ОВВ-2	ЭВ-10	15		
ДВ-25	ОВВ-2	ЭВ-30	25		
ДВ-50	ОВВ-8	ЭВ-30	50		
ДВ-75	ОВВ-8	ЭВ-60	75		
ДВ-100	ОВВ-8	ЭВ-60	100*		
ДВ-150	ОВВ-16	ЭВ-100	150		
ДВ-200	ОВВ-16	ЭВ-100	200		
ДВ-300	ОВВ-24	ЭВ-220	300		

Техническая характеристика ваку-умных деаэраторов, выпускаемых Са-ратовским заводом тяжелого машино-строения, дана в табл. 6.2.

До подачи в вакуумный деаэратор воду подогревают в специальном теплообменнике до 70—75 °С горячей во-дой из водогрейного котла.

Водяной пар и неконденсирующие-ся газы, уходящие из деаэратора, на-правляют в теплообменник-охлади-тель выпара для утилизации теплоты пара при его конденсации. При ваку-умной деаэрации охладитель выпара позволяет резко сократить объем па-рогазовой смеси и охладить ее. Эк-сплуатация различных конструкций охладителей выпара показала, что наиболее практичным является сме-шивающий тип охладителя — он прост по конструкции и требует меньшего расхода воды по сравнению с охлади-телем выпара поверхностного типа, так как последний из-за интенсивной коррозии трубок часто выходит из строя.

Выпар в деаэраторах атмосферно-го типа вытесняется в охладитель из-быточным давлением; в деаэраторах вакуумного типа необходим принуди-тельный отсос выпара. Отсасывающее устройство, кроме удаления парогазо-вой смеси, предназначается для под-держания вакуума в деаэраторе. Его выбирают из расчета максимального выделения растворенных газов, кото-рые принимают с учетом присосов равным 60 г на 1 т деаэрируемой воды [25].

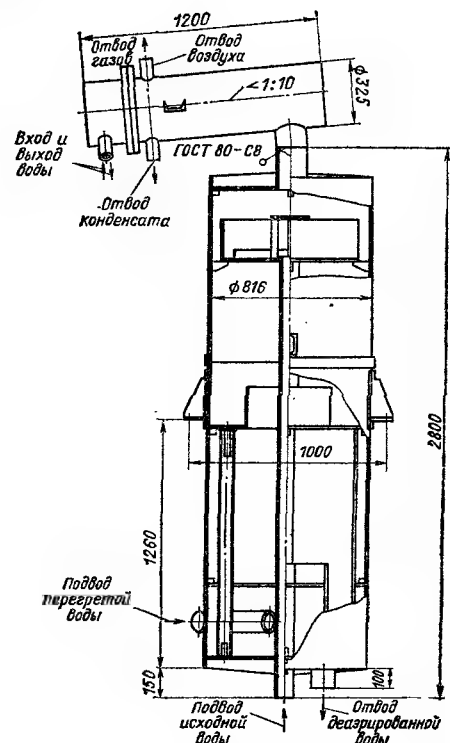


Рис. 6.2. Деаэратор типа ДВ с охладителем выпара типа ОВВ.

Таблица 6.2. Технические характеристики вакуумных деаэраторов для ТЭЦ

Марка деаэратора	Номинальные параметры		Область применения
	произво-дительно-сть, т/ч	рабочее давление, кгс/см ²	
ДВ-400	400	0,3	В котельной с во-догрейными котла-ми и на ТЭЦ
ДВ-800	800	0,3	
ДВ-1200	1200	0,3	

Примечание. Под номинальной производи-тельностью деаэратора понимается суммарный рас-ход деаэрированной воды на выходе из деаэратора.

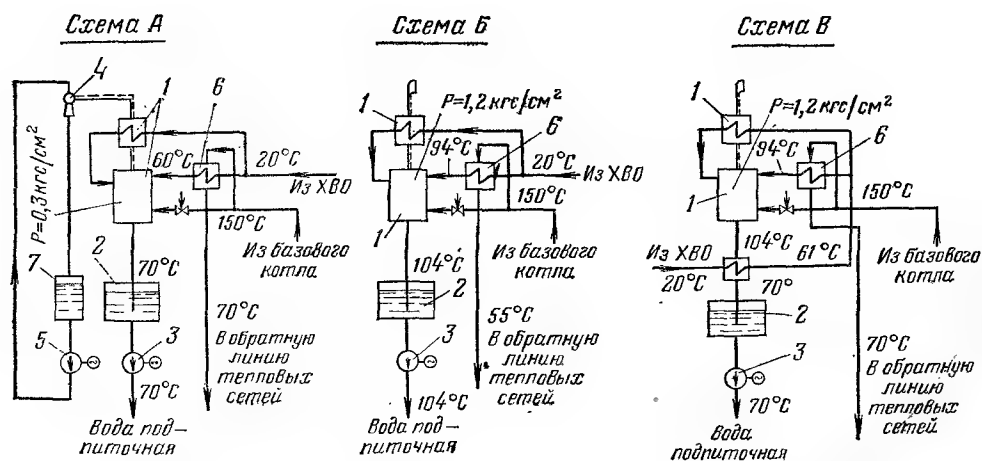


Рис. 6.3. Возможные схемы вакуумной деаэрации подпиточной воды в котельных с водогрейными котлами.

1 — деаэратор типа ДВ с охладителем выпара; 2 — бак деаэрированной воды; 3 — насос подпиточный; 4 — эжектор водоструйный; 5 — насос рабочей воды; 6 — теплообменник водо-водяной; 7 — бак-газоохладитель.

Для создания вакуума и удаления газов из деаэраторов обычно используются вакуумные насосы ВК-25 с подачей от 4 до 50 м³/мин, пароструйные или водоструйные эжекторы. Для отопительных котельных с водогрейными котлами малой и средней теплопроизводительности, как правило, применяются водоструйные эжекторы (см. табл. 6.1).

При непрерывно работающей деаэрационной установке необходимо иметь один резервный отсасывающий агрегат, производительность каждого из них выбирают с двух- или трехкратным запасом по отношению к расчетной. Расход воды через эжектор зависит от параметров парогазовой смеси, температуры и давления эжектирующей воды и колеблется в пределах от 4 до 50 м³ на один килограмм отсасываемых газов. Температура воды не должна превышать 30 °С.

На рис. 6.3 показаны возможные схемы работы вакуумных деаэраторов. Обычная двухступенчатая схема деаэрации подпиточной воды приведена на рис. 6.3, а. Исходная вода после системы химводоочистки подогревается в водо-водяном подогревателе 6 и поступает в вакуумный деаэратор. Горячая среда — прямая вода теплосети с температурой 130—150 °С подается под барботажный лист деаэратора, вскипает, и выделившийся пар барботирует поток деаэрируемой воды. Температура деаэрированной воды 70 °С. Рабочее давление 0,3 кгс/см².

На рис. 6.3, б показана схема деаэрации воды при давлении 1,2 кгс/см² и температуре деаэрированной воды 104 °С. Химически очищенная вода подогревается до температуры 94 °С и подается в деаэратор. Для подогрева воды в теплообменниках и для барботажа воды в деаэраторе используется горячая вода с температурой 130—150 °С, отбираемая непосредственно за котлом. Деаэрированная вода поступает в закрытый бак подпиточной воды с температурой 104 °С.

Третья схема (рис. 6.3, в) отличается от описанной второй схемы деаэрации подпиточной воды только установкой специального теплообменника для охлаждения деаэрированной воды после деаэратора до температуры 70 °С.

Отсутствие установленной заводской номенклатуры вакуумных деаэраторов малой и средней производительности и недостаточный опыт их эксплуатации привели к установке в ряде котельных деаэраторов атмосферного типа.

В качестве подпиточной воды для тепловых сетей при открытой системе теплоснабжения используется та же деаэрированная вода, что и для питания паровых котлов. В новых производственных и производственно-отопительных котельных с паровыми котлами также предусматривается установка атмосферных деаэраторов типа ДА. Техническая характеристика де-

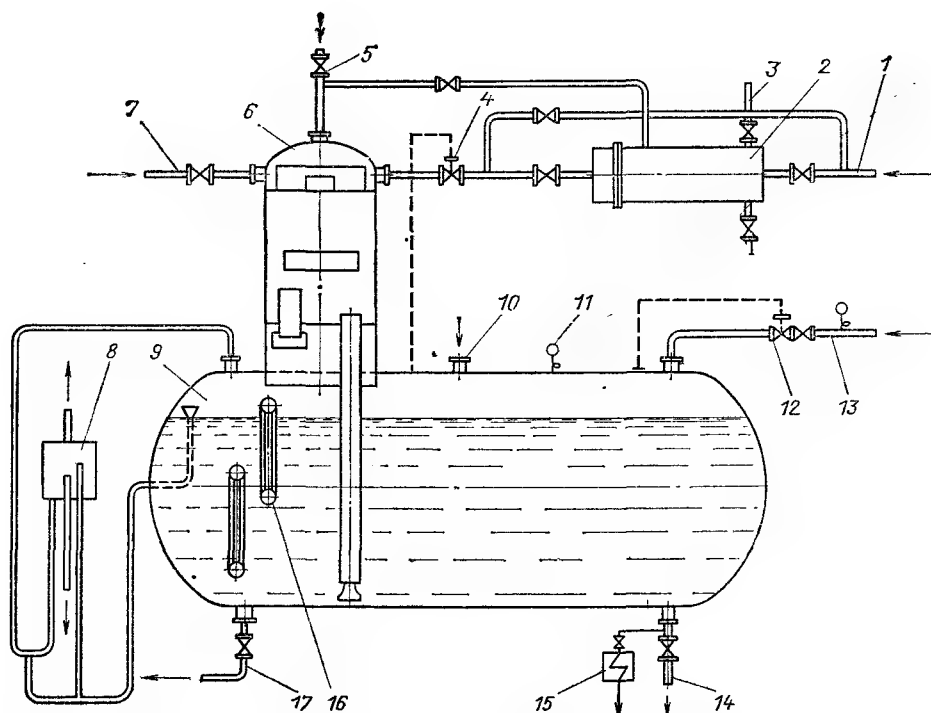


Рис. 6.4. Принципиальная схема включения деаэрационной установки атмосферного давления.

1 — подвод химически очищенной воды; 2 — охладитель выпара; 3, 5 — выхлоп в атмосферу; 4 — клапан, регулирующий уровень; 6 — колонка; 7 — подвод основного конденсата; 8 — предохранительное устройство; 9 — деаэрационный бак; 10 — подвод неохлажденного конденсата; 11 — манометр; 12 — клапан, регулирующий давление; 13 — подвод греющего пара; 14 — отвод деаэрированной воды; 15 — охладитель проб воды; 16 — указатель уровня; 17 — дренаж.

Таблица 6.3. Технические характеристики атмосферных деаэраторов

Марка деаэратора	Номинальные параметры		Полезная емкость деаэрационного бака, м ³	Область применения
	производительность, т/ч	рабочее давление, кгс/см ²		
ДА-5/2	5	1,2	2	В котельной низкого, среднего и высокого давления
ДА-15/4	15		4	
ДА-25/8	25		8	
ДА-50/15	50		15	
ДА-100/25	100		25	
ДА-200/50	200	1,2	50	
ДА-300/75	300		75	

аэраторов типа ДА приведена в табл. 6.3.

Деаэратор типа ДА с деаэрационным баком, схематически показанный на рис. 6.4, обеспечивает устойчивую деаэрацию питательной воды при работе с нагрузками в пределах от 30 до

120 % номинальной производительности. Деаэраторы типа ДА укомплектовываются индивидуальными охладителями выпара и могут быть поставлены без деаэрационного бака.

На рис. 6.5 приведены разрез деаэрационной колонки и схема движения в ней потоков воды и пара.

В связи с тем, что деаэрационные колонки атмосферного типа (ДА) имеют значительную высоту и иногда плохо komponуются в здании котельных, НПО ЦКТИ совместно с Черновицким машиностроительным заводом разработана другая конструкция деаэраторов, в которых деаэрация воды происходит в двух ступенях — первой ступени, состоящей из невысокой струйной колонки, и второй ступени — специального барботажного устройства в баке-аккумуляторе.

При проектировании паровых котельных малой и средней производительности иногда применяют установку бесколонковых барботажных деаэраторов Уралэнергометаллургпрома, изготавливаемых на монтаже.

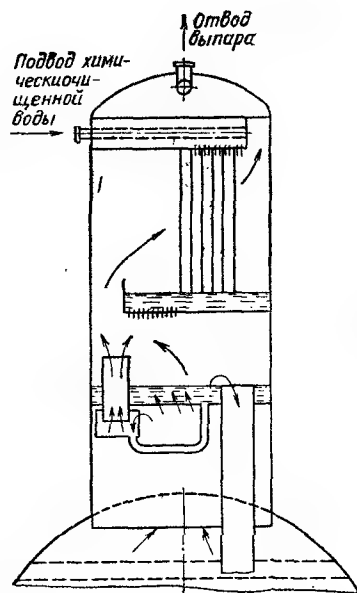


Рис. 6.5. Принципиальная схема деаэрационной колонки атмосферного давления с барботажной ступенью.

Деаэраторы рассчитаны на производительность 10, 25, 50 и 75 т/ч и рабочее давление в баках от 1,15 до 1,25 кгс/см².

При использовании деаэраторов атмосферного типа количество поступающего в него пара, кг/ч, можно определить из формулы

$$D_n = \frac{G(i_2 - i_1)}{i' - i_1} + D_v, \quad (6.4)$$

где G — производительность деаэратора, кг/ч; i_1 и i_2 — энтальпия воды при входе и выходе из деаэратора, ккал/кг; i' — энтальпия пара, ккал/кг; D_v — потери пара с выпаром, кг/ч, которые следует принимать в пределах от 5 до 10 кг на 1 т деаэрируемой воды. Обычные деаэраторы атмосферного типа могут быть приспособлены и для работы в качестве вакуумных, а последние — в виде атмосферных.

При использовании вакуумных деаэраторов в качестве атмосферных (см. рис. 6.3) вода с температурой около 150 °С подается в колонку вакуумного деаэратора, где поддерживается давление около 1,2 кгс/см², т. е. выше атмосферного. Такой способ несколько упрощает схему вакуумной деаэрации подпиточной воды для тепловых сетей, так как исключается установка для создания вакуума.

6.4. КАЧЕСТВО ВОДЫ. ВЫБОР МЕТОДА И СХЕМЫ ПОДГОТОВКИ ВОДЫ ДЛЯ ВОДОГРЕЙНЫХ И ПАРОВОДОГРЕЙНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Надежность работы поверхностей нагрева котельных агрегатов и систем теплоснабжения зависит от качества питательной и подпиточной воды. Показателями качества воды являются: прозрачность, т. е. содержание взвешенных веществ, легко удаляемых при механическом фильтровании; сухой остаток — содержание минеральных и органических примесей после выпаривания; жесткость — содержание солей кальция и магния; щелочность — содержание в воде анионов HCO_3^- (бикарбонатов), CO_3^{2-} (карбонатов) и OH^- (гидратов); содержание агрессивных газов (O_2 и CO_2).

Основной задачей подготовки воды в котельных является борьба с коррозией и накипью. Коррозия поверхностей нагрева котлов, подогревателей и трубопроводов тепловых сетей вызывается кислородом и углекислотой, которые проникают в систему вместе с питательной и подпиточной водой. При нагреве и испарении воды из нее выпадают различные растворенные соли, часть из которых осаждается на поверхностях нагрева в виде плотного слоя с низкой теплопроводностью, называемого накипью. Требования, предъявляемые к воде, используемой в паровых и водогрейных котельных различны, ибо в паровых котлах вода испаряется, а в водогрейных только нагревается.

Наиболее важным показателем качества воды является ее жесткость. Различается жесткость постоянная (некарбонатная), обусловливаемая наличием в воде хлоридов, сульфатов и других некарбонатных солей кальция и магния, и временная (карбонатная), обусловливаемая присутствием в воде бикарбонатов кальция $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и магния $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$.

Общая жесткость воды J_0 равна сумме концентраций в ней катионитов кальция (J_{Ca}) и магния (J_{Mg}) и выражается в миллиграмм-эквивалентах на килограмм (мг-экв/кг).

Для пересчета концентраций кальция и магния, выраженных в мг/кг, в мг-экв/кг их делят на эквивалентные массы этих катионитов:

$$Ж_{Ca} = Ca^{2+}/20,04;$$

$$Ж_{Mg} = Mg^{2+}/12,16,$$

где Ca^{2+} и Mg^{2+} — концентрация в воде катионитов кальция и магния, мг/кг; 20,04 и 12,16 — эквивалентные массы кальция и магния.

Общей щелочностью воды $Ш_0$ называется выраженная в мг-экв/кг суммарная концентрация содержащихся в воде анионов OH^- , HCO_3^- , CO_3^{2-} , PO_4^{3-} , $HSiO_3^-$ и SiO_3^{2-} .

Нормы качества питательной воды для паровых котлов при докотловой обработке воды даны в указаниях по проектированию котельных установок [9]. Необходимое качество воды зависит от типа котла и вида топлива. Так, например, для жаротрубных котлов с дымогарными трубами, работающих на твердом топливе, допустимая общая жесткость питательной воды 0,5 мг-экв/кг, а для водотрубных экранированных котлов при сжигании твердого топлива — 0,02 мг-экв/кг.

Нормы качества подпиточной воды для тепловых сетей закрытых и открытых систем теплоснабжения при подогреве сетевой воды в бойлерах или водогрейных котлах принимаются по [11].

Общая щелочность и сухой остаток питательной воды не нормируются, а обуславливаются выбранными в соответствии с нормами и методами обработки воды. Щелочность питательной воды, мг-экв/кг, можно определить по формуле

$$Ш_{п.в} = a_{o.в} Ш_{o.в} + (1 - a_{o.в}) Ш_{к}, \quad (6.5)$$

где $a_{o.в}$ — доля химически обработанной воды; $Ш_{o.в}$ — щелочность очищенной воды, мг-экв/кг; $Ш_{к}$ — щелочность конденсата, мг-экв/кг. (При отсутствии данных о качестве конденсата щелочность его принимается равной 0,05 мг-экв/кг.)

Сухой остаток питательной воды, мг/кг определяется:

$$S_{п.в} = a_{o.в} S_{o.в} + (1 - a_{o.в}) S_{к}, \quad (6.6)$$

где $S_{o.в}$ — сухой остаток очищенной воды; $S_{к}$ — сухой остаток конденсата, мг/кг (при отсутствии данных сухой остаток принимается равным 5 мг/кг).

Солесодержание насыщенного пара для котлов с пароперегревателями следует принимать в соответствии с указаниями ГОСТ 20995-75: для давления 8—13 кгс/см² — 1 мг/кг; для давления 23 кгс/см² — 0,3 мг/кг, если к

качеству пара не предъявляются специальные требования.

Солесодержание определяется электрометрическим методом с предварительной дегазацией, методом пламефотометрии или концентрирования ионов (достаточно катионов) на ионитных фильтрах.

Влажность пара для котлов без пароперегревателей не должна превышать 1%, если к пару не предъявляются специальные требования. Содержание углекислоты в паре не должно превышать 20 мг/кг.

Качество возвращаемого конденсата должно отвечать следующим нормам: жесткость общая — не более 50 мг-экв/кг; содержание масел — не более 10 мг/кг; продукты коррозии стали — не более 0,5 мг/кг в пересчете на Fe.

При загрязненности, не обеспечивающей этих норм, конденсат до возвращения в цикл подвергается предварительной очистке.

Источниками водоснабжения производственных и отопительных котельных могут служить поверхностные воды рек, озер и искусственных водохранилищ, а также подземные воды из артезианских скважин. Поверхностные воды всегда содержат растворенные вещества и нерастворенные механические примеси. Подземные воды обычно бывают прозрачными и практически не содержат механических примесей. Солесодержание подземных вод, как правило, выше, чем поверхностных. Наибольшее значение для водоснабжения установок имеют поверхностные воды рек и озер. Расход воды в реках и качество речной воды изменяется циклично не только по времени года, но и в многолетнем разрезе. В связи с этим нельзя проектировать водоподготовительные установки для обработки поверхностных вод на основании случайных анализов воды. Необходимо пользоваться полными и достаточно точными анализами, выполненными в химических лабораториях не только по сезонам года, но и за ряд лет.

Для артезианских вод, обладающих относительно постоянным составом, можно ограничиться данными двух анализов воды. Анализы воды приводятся в паспорте артезианской скважины. Пригодность воды для энергетических целей и выбор соответствующих методов обработки могут быть решены только после определения сле-

дующих показателей: содержание взвешенных веществ, сухого остатка, жесткости, щелочности, содержания хлоридов, сульфатов и агрессивных газов.

При использовании в котельной вод из открытых источников для удаления взвешенных и органических веществ рекомендуются следующие методы обработки воды:

фильтрация через однослойные механические фильтры с загрузкой антрацита крупностью 0,5—1,2 мм для вод с содержанием взвешенных веществ до 50 мг/кг;

фильтрация воды через двухслойные механические фильтры с загрузкой кварцевого песка крупностью 0,5—1,2 мм и антрацита крупностью 0,8—1,8 мм для вод с содержанием взвешенных веществ до 100 мг/кг;

осветление с последующим фильтрованием через механические фильтры при содержании в воде взвешенных веществ более 100 мг/кг;

известкование с коагуляцией с последующим осветлением или фильтрованием при окисляемости более 15 мг/кг O_2 , концентрации железа более 1 мг/кг и необходимости снижения щелочности исходной воды.

Для умягчения и снижения щелочности исходной воды могут быть применены следующие методы обработки: Na-катионирование; Na-NH₄-катионирование; H-катионирование с последующим удалением углекислоты (декарбонизацией); NaCl-ионирование; известкование с коагуляцией.

Выбор метода обработки воды для тепловых сетей определяется требованиями к качеству подпиточной воды и зависит от системы теплоснабжения — открытая или закрытая и от качества исходной воды. При подогреве сетевой воды в водогрейных котлах для открытых или закрытых систем теплоснабжения необходимо снизить карбонатную жесткость подпиточной воды до 0,7 мг-экв/кг.

Качество подпиточной воды сетей с открытой системой теплоснабжения должно отвечать требованиям ОСТ 24.030.47-75 и ГОСТ 2874-73 «Вода питьевая». Для подпитки тепловых сетей, где не требуется удаления солей постоянной жесткости (карбонатная жесткость допускается до 0,7—1,5 мг-экв/кг — при подогреве воды в теплообменниках и до 0,4 мг-экв/кг — при установке водогрейных котлов) широко

применяется схема H-катионирования с «голодной» регенерацией. Na-катионитный метод умягчения воды применяется для артезианской или осветленной поверхностной воды с содержанием взвешенных веществ не более 5—8 мг/кг, если не требуется снижения щелочности исходной воды.

Для получения глубокоумягченной воды ($J_{o.v} < 0,2$ мг-экв/кг) для питания паровых котлов применяется двухступенчатое Na-катионирование.

Na-NH₄-катионитный метод обработки воды применяется, когда требуется снизить щелочность и солесодержание котловой воды и защитить пароконденсатный тракт от коррозии. Этот метод не следует применять, если имеется опасность аммиачной коррозии оборудования, изготовленного из латуни и других медных сплавов, если в паре не допускается содержание аммиака (например, в пищевой промышленности) и если теплоноситель используется для открытых систем теплоснабжения.

H-катионитный метод подготовки воды применяется для артезианских или водопроводных вод при необходимости снижения относительной щелочности и содержания углекислоты в паре.

Наибольшее распространение получило последовательное H-Na-катионирование с так называемой «голодной» регенерацией H-катионитных фильтров.

Метод NaCl-катионирования воды применяется, когда необходимо одновременно с умягчением снижать щелочность исходной воды. Обрабатываемая вода после первой степени Na-катионирования фильтруется через фильтр, загруженный анионитом и катионитом, т. е. вторая степень катионирования проходит в Na-катионитном фильтре совместно с Cl-анионированием. Методом NaCl-ионирования воды можно получить жесткость до 0,01 мг-экв/кг и снижение щелочности до 0,2—0,6 мг-экв/кг.

Метод известкования с коагуляцией исходной воды, обычно используемый для обработки вод поверхностных источников, относится к методам осаждения. В процессе обработки воды удаляются связанная и свободная углекислота, достигается обезжелезивание, снижение сухого остатка

и щелочности и удаление органических веществ.

Известкование основано на связывании ионов, подлежащих удалению, в малорастворимые соединения, осаждаемые в виде шлама. Вода после отстойников-осветлителей обрабатывается на механических и На-катионитных фильтрах и направляется в деаэрационную установку котельной. Подогрев воды перед известкованием должен проводиться до температуры 40 °С.

Магнитный метод обработки воды основан на явлении, что вода после воздействия на нее магнитного поля при последующем ее нагреве в котле не дает накипных отложений на поверхности нагрева. Соли жесткости выпадают в виде шлама и должны непрерывно удаляться из нижних точек котла.

Магнитную обработку воды для систем теплоснабжения и горячего водоснабжения следует предусматривать при соблюдении следующих условий: подогрев воды — не выше 95 °С; карбонатная жесткость исходной воды — не более 9 мг-экв/кг; содержание железа в исходной воде — не более 0,3 мг/кг.

При этом следует предусматривать вакуумную деаэрацию, если содержание кислорода в исходной воде более 3 мг/кг и содержание хлоридов и сульфатов более 50 мг/кг (независимо от содержания кислорода).

Для систем бытового горячего водоснабжения следует применять магнитные аппараты с напряженностью магнитного поля не более 2000 Э. Конструкция аппаратов должна обеспечивать биологическую защиту обслуживающего персонала от воздействия магнитного поля [9].

Применение магнитной обработки подпиточной воды тепловых сетей проходит экспериментальную проверку.

Основными критериями для выбора схемы обработки воды для паровых котлов являются величина продувки котлов, относительная щелочность котловой воды и содержание углекислоты в паре.

Несмотря на предварительную подготовку питательной воды, для поддержания концентрации солей котловой воды на должном уровне (табл. 6.4) ее необходимо частично постоянно или периодически обновлять. Эта

Таблица 6.4. Ориентировочные значения норм качества котловой воды для барабанных котлов при давлении ниже 45 кгс/см²

Наименование	Норма
Котлы без ступенчатого испарения и барботажной промывки пара	1200—3000 мг/кг
Котлы с барботажной промывкой всего пара, но без ступенчатого испарения	1200—3000 мг/кг
Котлы со ступенчатым испарением и с внутрибарабанными отсеками	6000 мг/кг
Котлы с выносными солеными отсеками	10 000—12 000 мг/кг

операция носит название непрерывной или периодической продувки. Непрерывная продувка производится из участков котла, где ожидается максимальная концентрация растворенных веществ, а периодическая — из мест скопления шлама.

Расчетные нормы допустимого содержания продувочной воды сильно зависят от схемы внутрикотловых устройств (см. табл. 6.4) и качество нормируется только по общему содержанию без учета абсолютной щелочности котловой воды.

Продувка котлов по сухому остатку, %, определяется по формуле

$$p_{\text{п}} = \frac{S_{\text{х}} P_{\text{к}} \cdot 100}{S_{\text{к.в}} - S_{\text{х}} P_{\text{к}}}, \quad (6.7)$$

где $P_{\text{к}}$ — суммарные потери пара и конденсата в долях паропроизводительности котельной; $S_{\text{х}}$ — сухой остаток химически очищенной воды, мг/кг; $S_{\text{к.в}}$ — сухой остаток котловой воды, мг/кг, принимают по паспортным или эксплуатационным данным.

Расчетная продувка паровых котлов по сухому остатку не должна превышать 10 % для котлов с давлением пара $p \leq 14$ кгс/см² и 5 % паропроизводительности котлов для $p \leq 40$ кгс/см². Непрерывная продувка паровых котлов должна применяться при общей величине продувки более 2 % и при условии, что продувка составляет больше 0,5 т/ч. Величина непрерывной продувки, %, с учетом отсепарированного пара рассчитывается по формуле

$$p_{\text{н.п}} = \frac{S_{\text{х}} P_{\text{к}} \cdot 100}{S_{\text{к.в}} - (1 - \beta) S_{\text{к}} P_{\text{к}}}, \quad (6.8)$$

где $S_{к.в}$ — сухой остаток котловой воды, мг/кг, зависит от конструкции сепарационных устройств котлов; β — доля пара, отсепарированного в сепараторе непрерывной продувки, определяемая по формуле

$$\beta = \frac{i_{к.в} - i_{с.в}}{i_{п} - i_{с.в}},$$

где $i_{к.в}$, $i_{с.в}$, $i_{п}$ — энтальпия котловой, отсепарированной воды и пара, ккал/кг.

Если размер продувки окажется выше 10 %, то рекомендуется ввести в схему водоподготовки устройства, обеспечивающие частичную химическую или термическую деминерализацию воды. В экономически обоснованных случаях возможно использование режима работы с более высоким размером продувки (до 20 %) [28].

Экономическая целесообразность использования тепла продувочной воды при ее расходе менее 0,5 т/ч определяется по формуле

$$a\Pi \leq \frac{p_{п} D_{п} (i_{к.в} - i_{с.в}) AB}{7000},$$

где a — ежегодные амортизационные отчисления в долях единицы; Π — полная стоимость установки для использования теплоты продувочной воды, руб.; $p_{п}$ — продувка котла в долях единицы; $D_{п}$ — паропроизводительность котла, т/ч; $i_{к.в}$, $i_{с.в}$ — теплосодержание котловой и отсепарированной воды, ккал/кг; A — стоимость 1 т условного топлива, руб.; B — расчетное число часов работы котла за год, ч.

Относительная щелочность котловой воды равна относительной щелочности химически обработанной воды, ‰, и определяется по формуле

$$\Pi_{от}^{к.в} = \Pi_{от}^х = \frac{40\Pi \cdot 100}{S_x}, \quad (6.9)$$

где Π_x — щелочность химически обработанной воды, мг-экв/кг, принимается для методов:

Na-катионирования, равной щелочности исходной воды;

коагуляция — Na-катионирование, равной щелочности исходной воды за вычетом дозы вводимого коагулянта;

H-Na-катионирования и Na-аммоний-катионирования 0,5—0,7 мг-экв/кг;

с предварительным известкованием около 1 мг-экв/кг;

H-катионирования с «голодной»

регенерацией фильтров 0,7—1,0 мг-экв/кг.

Относительная щелочность котловой воды для паровых котлов старой конструкции не должна превышать 20 ‰. При относительной щелочности для сварных котлов в пределах от 20 до 50 % следует обработать воду нитратами или аналогичными пассиваторами. При увеличении относительной щелочности котловой воды более 50 % следует снизить щелочность исходной воды.

Концентрация углекислоты в паре допускается не более 20 мг/кг.

Количество углекислоты в паре определяют по формуле:

для безбарботажных деаэраторов или при отсутствии деаэрации воды, мг/кг,

$$c_{уг} = 22\Pi_x \alpha_x (1 + \sigma),$$

для барботажных деаэраторов, мг/кг,

$$c_{уг} = 22\Pi_x \alpha_x (\sigma_1 + \sigma),$$

где α_x — доля химически очищенной воды в питательной воде; σ — доля разложения Na_2CO_3 в котле при соответствующем давлении (при давлении в котле 14 кгс/см² $\sigma \approx 0,72$); σ_1 — доля разложения NaHCO_3 в котле, практически принимается 0,4.

Необходимо отметить, что для обезжелезивания артезианских вод, содержащих обычно железо в виде $\text{Fe}(\text{HCO}_3)_2$, рекомендуются следующие схемы:

аэрация — обезжелезивание на контактных фильтрах с «черным» песком, покрытым марганцем, и осветление;

аэрация — обезжелезивание на фильтрах, загруженных кварцевым песком с нанесенными на него окислами железа.

Удаление из поверхностных вод грубодисперсных и коллоидных примесей достигается осветлением их путем отстаивания и фильтрования. Осветление воды осуществляется в отстойниках и осветлителях, в которых вода пропускается снизу вверх через слой хлопьевидного осадка взвешенного шлама. Скорость подъема воды в осветленной зоне не должна превышать 1 мм/с, в зоне взвешенного шлама — 2 мм/с во избежание выноса значительного количества примеси.

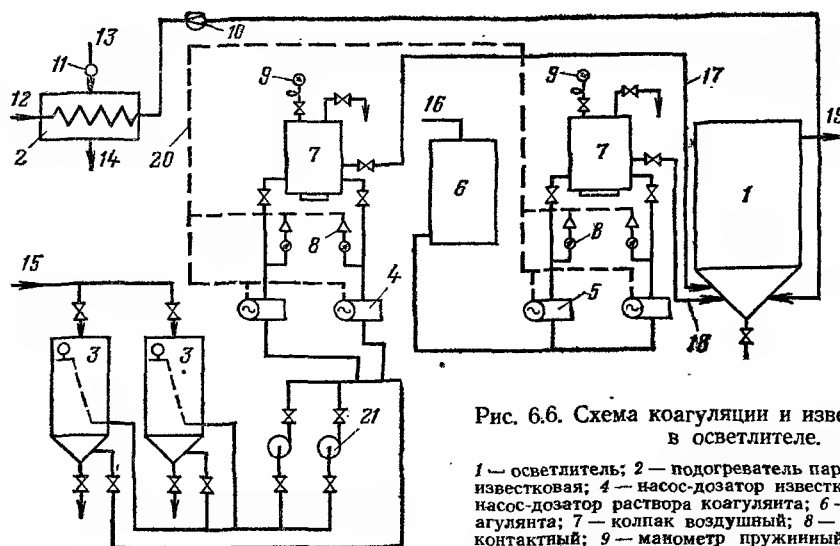


Рис. 6.6. Схема коагуляции и известкования воды в осветлителе.

1 — осветлитель; 2 — подогреватель паровой; 3 — мешалка известковая; 4 — насос-дозатор известкового молока; 5 — насос-дозатор раствора коагулянта; 6 — бак раствора коагулянта; 7 — колпак воздушный; 8 — манометр электроконтактный; 9 — манометр пружинный; 10 — расходомер показывающий; 11 — регулятор температуры подаваемой воды; 12 — трубопровод обрабатываемой воды; 13 — паропровод; 14 — конденсатопровод; 15 — трубопровод известкового молока; 16 — трубопровод осветленного раствора коагулянта; 17 — трубопровод дозируемого известкового молока; 18 — трубопровод раствора коагулянта; 19 — трубопровод осветленной воды; 20 — линия импульсная; 21 — насос циркуляционный.

Поверхностные воды обычно содержат большое количество коллоидно-дисперсных веществ, которые не осаждаются в осветлителях и не задерживаются фильтрами. Для удаления из воды таких веществ необходимо укрупнение их частиц, которое достигается коагулированием коллоидных примесей воды. Для осуществления процесса коагулирования в качестве коагулянтов применяют сернокислый алюминий $Al_2(SO_4)_3 \cdot 18H_2O$, сернокислое закисное железо $FeSO_4 \cdot 7H_2O$ и хлорное железо $FeCl_3$.

Выбор вида и эксплуатационных доз коагулянта производят на основе результатов пробной коагуляции воды. Вместе с водой в осветлитель поступает раствор коагулянта, который подается в необходимом количестве при помощи дозаторов. Осветлители следует подбирать по производительности, определенной по максимальному среднечасовому расходу воды. Перед осветлением вода должна подогреваться до $20^\circ C$ при коагуляции и до $40^\circ C$ при известковании.

Содержание взвешенных веществ после осветлителя при нормальной эксплуатации не превышает 10—12 мг/кг. После осветлителей вода поступает на фильтры для полного удаления взвешенных веществ.

При количестве взвешенных веществ в исходной воде более

100 мг/кг и необходимости снижения щелочности и солесодержания, а также обезжелезивания поверхностной воды в осветлителях осуществляется совместный процесс коагуляции и известкования. Раствор извести — известковое молоко и коагулянт подаются в нижнюю коническую часть осветлителя при помощи насоса-дозатора (рис. 6.6).

Общая длительность пребывания обрабатываемой воды в осветлителе составляет 1,0—2,0 ч.

Шлам, образующийся в осветлителе, отводится через специальные устройства в шламоуловитель. Удаление шлама рекомендуется производить непрерывно путем продувки шламоуплотнителя.

Для глубокого удаления из воды грубодисперсных частиц, хлопьев коагулянта и коллоидных частиц применяется фильтрование воды через слой зернистого материала, загруженного в осветлительные фильтры.

Наиболее широкое применение в водоподготовительных установках котельных получили вертикальные напорные однопоточные фильтры, загруженные дробленым антрацитом или кварцевым песком.

Для загрузки фильтров требуется песок с размерами зерен от 0,35 до 2,0 мм. Скорость фильтрования воды

Таблица 6.5. Площадь фильтрования стандартных фильтров

Диаметр фильтра, мм	700	1000	1500	2000	2600	3000	3400
Площадь фильтрования, м ²	0,38	0,78	1,78	3,14	5,3	7,10	9,10

в напорных осветлительных фильтрах принимают 5—6,5 м/ч (и до 10 м/ч, если фильтры включены после осветлителей). Продолжительность фильтроцикла должна быть не меньше 8 ч, количество установленных фильтров при производительности установки до 100 м³/ч следует принимать не менее двух (при $G_{\phi} > 100$ м³/ч устанавливается не менее трех фильтров).

Общую площадь фильтрования, м², определяют, исходя из производительности установки, по формуле

$$F = G_{\phi} a / \omega_{\phi}$$

где G_{ϕ} — производительность фильтров, м³/ч; a — коэффициент, учитывающий расход осветленной воды на собственные нужды, для расчетов принимают 1,03—1,10; ω_{ϕ} — скорость фильтрования, при нормальном режиме принимают 6,0 м/ч.

Для выбора стандартного диаметра фильтров ниже приводится таблица площадей фильтрования таких фильтров (табл. 6.5).

Подача насосов-дозаторов растворов коагулянта должна обеспечивать максимальные расходы, определяемые по ранее приведенным формулам. По полученной подаче подбирают насос-дозатор типа НД, выпускаемый заводом «Ригахиммаш». Насосы выпускаются на давление 10 кгс/см², достаточное для дозирования в любой трубопровод водоподготовки.

Известковый циркуляционный смеситель для непрерывной подачи известкового молока выбирают по номенклатуре ТКЗ. Емкость смесителей, выпускаемых ТКЗ, — 4; 8 и 14 м³; устанавливают два смесителя — один рабочий и один резервный, из смесителя раствор на осветлитель подается насосами-дозаторами.

В качестве циркуляционных насосов известкового молока применяют насосы типа АР. Подачу насоса выбирают с учетом создания скорости восходящего потока в смесителе не менее 5 мм/с.

Обработка воды методами ионного обмена принципиально отличается от обработки воды методом осаждения. Метод ионного обмена не требует непрерывного дозирования реагентов, удаляемые из воды примеси не образуют осадка.

При приготовлении воды для котельных и тепловых сетей получил распространение катионитный метод обработки воды. На-катионитная установка является наиболее простой и дешевой установкой для умягчения воды. Умягчение воды можно осуществлять по одноступенчатой либо двухступенчатой схеме.

Приготовление воды для паровых экранированных котлов, требующих глубокого умягчения, осуществляется двухступенчатым Na-катионированием; для тепловых сетей, требующих снижения карбонатной жесткости подпиточной воды до 0,4—0,7 мг-экв/кг, достаточно одноступенчатого Na-катионирования. На-катионитная установка может быть использована лишь при отсутствии в обрабатываемой воде грубодисперсных и коллоидных примесей.

В котельных установках для приготовления воды большое распространение получило H-катионирование с «голодной» регенерацией фильтров. Кроме того, существуют три различные схемы — параллельного, совместного и последовательного H-Na-катионирования.

При схеме параллельного H-Na-катионирования (рис. 6.7) умягчаемая вода двумя параллельными потоками направляется на H- и Na-катионитные фильтры, после чего вода поступает в общий трубопровод. H-Na-катионированную воду пропускают через декарбонизатор для удаления свободной углекислоты и через Na-катионитный фильтр второй ступени. Такая схема применяется, когда необходимо получить умягченную воду с остаточной щелочностью не выше 0,35 мг-экв/кг и когда суммарное со-

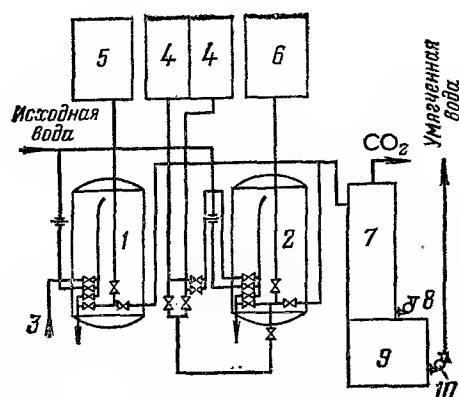


Рис. 6.7. Схема параллельного Н-Na-катионирования.

1 — Na-катионитный фильтр; 2 — Na-катионитный фильтр; 3 — трубопровод регенерационного раствора соли; 4 — бак раствора кислоты; 5 — бак для взрыхления Na-катионита; 6 — бак для взрыхления H-катионита; 7 — декарбонизатор; 8 — вентилятор; 9 — бак промежуточный; 10 — насос перекачивающий.

держание сульфатных и хлоридных ионов в исходной воде не превышает 5—7 мг-экв/кг, карбонатная жесткость исходной воды составляет более 50 % общей ее жесткости.

При схеме совместного Н-Na-катионирования загруженный в фильтры катионит регенерируют сначала кислотой, а затем после ее отмычки поваренной солью. Основным недостатком такой схемы является резкое колебание остаточной щелочности воды за период фильтроцикла. Описанную схему можно применять, если суммарное содержание ионов SO_4^{2-} и Cl^- в исходной воде не превышает 3,5—5 мг-экв/кг и если получаемая щелочность умягченной воды не вызывает заметного увеличения размера продувки паровых котлов.

При схеме последовательного Н-Na-катионирования (рис. 6.8) часть обрабатываемой воды пропуска-

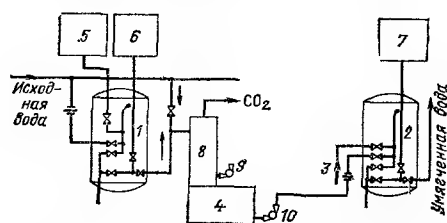


Рис. 6.8. Схема установки последовательного Н-Na-катионирования.

1 — H-катионитный фильтр; 2 — Na-катионитный фильтр; 3 — трубопровод раствора соли; 4 — бак промежуточный; 5 — бак для раствора кислоты; 6 и 7 — баки для взрыхления катионита; 8 — декарбонизатор; 9 — вентилятор; 10 — насос перекачивающий.

ется через H-катионитные фильтры, далее она нейтрализуется неумягченной исходной водой и направляется в декарбонизатор для удаления свободной углекислоты. Из бака декарбонизированной воды перекачивающий насос подает воду в Na-катионитные фильтры для доумягчения.

Недостатком таких схем является необходимость последовательного прокачивания воды через два фильтра, что увеличивает расход электроэнергии.

Схема последовательного H-Na-катионирования применима для обработки сильноминерализованных вод с содержанием более 1000 мг/кг и в случаях, когда карбонатная жесткость исходной воды не превышает 50 % общей жесткости ее, а щелочность умягченной воды не вызывает увеличения продувки паровых котлов.

Расчет катионитных фильтров начинают с подбора диаметра фильтра (см. табл. 6.5) по скорости фильтрования w , м/ч, которую определяют, исходя из производительности фильтров G_f , площади фильтрования F и количества работающих фильтров, a , по формуле

$$w = G_f / Fa,$$

где G_f — общая производительность, м³/ч; F — площадь фильтрования одного фильтра, м²; a — количество работающих фильтров.

Количество регенераций фильтров в смену следует принимать:

для фильтров с ручным управлением процессом регенерации — не более трех (для всей установки);

для фильтров с автоматическим управлением процессом регенерации — не нормируется и определяется в зависимости от скорости фильтрования.

Количество работающих фильтров принимают в соответствии с требованиями СНиП II-35-76.

6.5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОНДЕНСАТА

Производственный конденсат, как правило, содержит загрязнения в виде механических примесей, соединений железа и меди, кислорода, углекислоты, аммиака и др. При загрязнениях конденсата не более: взвешенные вещества 300 мг/кг; соединения железа 70 мг/кг; масла 20 мг/кг; смола 2 мг/кг; фенолы, бензолы, нафталины

10 мг/кг — рекомендуется осуществить очистку конденсата в котельной [9]. При большом загрязнении конденсата и при невозможности обработки конденсата совместно с исходной водой, а также в случаях технико-экономической нецелесообразности очистки конденсата прием конденсата в котельную предусматривать не следует.

Для очистки конденсата путем фильтрации применяются следующие фильтрующие материалы: уголь активированный по ГОСТ 20464-75, ГОСТ 8703-74, ГОСТ 6217-74, сульфоуголь, катионит КУ-1, антрацит, кокс каменноугольный, целлюлоза древесная и хлопковая и др.

Обработка конденсата может производиться в фильтрах: На-катионитных — для уменьшения общей жесткости и удаления аммиака; осветлительных — для уменьшения содержания взвешенных веществ, соединений железа и масел; сорбционных — для уменьшения содержания масел, фенолов, бензолов, нафталина.

При содержании в конденсате соединений железа от 50 до 70 мг/кг, масел от 15 до 20 мг/кг и смол не более 2 мг/кг необходимо предусмотреть отстаивание конденсата с последующим фильтрованием в осветлительных, сорбционных и катионитных фильтрах. Скорость фильтрования конденсата следует принимать в пределах от 5 до 50 м/ч. Продолжительность отстаивания конденсата должна быть не менее 3 ч. Существующие конструкции отстойников разнообразны. В котельных следует использовать простейшие конструкции отстойников, принципиальные особенности которых приведены ниже.

Подвод конденсата должен осуществляться под уровень жидкости в отстойнике, чтобы снизить содержание кислорода в конденсате, так как кислород, помимо коррозии трубопроводов и оборудования и загрязнения конденсата, вызывает окисление масел на поверхности и в парах фильтрующего материала, что затрудняет удаление отфильтрованного масла. Могут быть рекомендованы следующие мероприятия по уменьшению содержания кислорода: подвод пара в отстойники (создание паровой подушки); устройство поплавка на поверхности конденсата; применение закрытых баков-отстойников.

Отвод конденсата должен производиться из нижней части отстойника, а масел — с поверхности конденсата. Должна быть предусмотрена установка не менее двух отстойников, рассчитанных каждый на утроенный часовой номинальный расход конденсата, а их работа организуется таким образом, что один бак наполняется, а в другом баке конденсат отстаивается.

Необходимость фильтрования конденсата после отстойников, а также выбор фильтрующего материала и числа ступеней фильтрования определяется с учетом доли конденсата в общем количестве питательной воды и требований норм в отношении содержания масел в питательной воде по ГОСТ 20995-75.

6.6. ТЕПЛООБМЕННИКИ И БАКИ

В котельных, как правило, применяются теплообменники поверхностного типа. Поверхность теплообмена образуется из труб, расположенных внутри корпуса теплообменника. Через стенки трубок происходит передача теплоты от греющей к нагреваемой среде.

По расположению трубных систем теплообменники подразделяются на вертикальные и горизонтальные. Вертикальная конструкция теплообменников применяется в основном в крупных паровых котельных для подогрева сетевой воды. Установка таких аппаратов требует значительно меньшей площади котельной, чем для теплообменников горизонтального типа, но высота помещений должна обеспечить возможность выема трубной системы теплообменника.

Водо-водяные теплообменники водогрейных котельных и пароводяные теплообменники для подогрева сырой и химически очищенной воды паровых котельных устанавливаются, как правило, горизонтального типа. Выбор теплообменников производится на основании теплового расчета установки. В практике проектирования котельных обычно выполняются только поверочные расчеты теплообменников для определения пригодности выбранных по каталогам теплообменников для заданных расчетных условий. Поверхности нагрева серийно изготавливаемых теплообменников должны быть несколько больше требуемых по расчету, т. е.

выбор поверхностей нагрева теплообменников всегда производится с некоторым запасом.

Поверхность нагрева теплообменника, m^2 , находится из уравнения теплопередачи

$$F = Q/k\Delta t\eta, \quad (6.10)$$

где Q — тепловая нагрузка, ккал/ч; k — коэффициент теплопередачи, ккал/($m^2 \cdot ч \cdot ^\circ C$); Δt — средний температурный напор между теплоносителями, $^\circ C$; η — коэффициент, учитывающий теплотери в окружающую среду, обычно принимаемый равным 0,98.

Средний температурный напор, $^\circ C$, определяется по логарифмической формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_n}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_n}},$$

где Δt_6 и Δt_n — большая и меньшая разности температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменника, $^\circ C$.

Коэффициент теплопередачи k с достаточной степенью точности, ккал/($m^2 \cdot ч \cdot ^\circ C$), определяется по общеизвестной формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{загр}}, \quad (6.11)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплопередачи с внутренней и внешней сторон трубки, ккал/($m^2 \cdot ч \cdot ^\circ C$); $\delta_{ст}$ — толщина стенки трубки, м; $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала трубки, ккал/($m \cdot ч \cdot ^\circ C$); $R_{загр}$ — коэффициент термических загрязнений, учитывающий загрязнение с обеих сторон стенки, $m^3 \cdot ч \cdot ^\circ C$ /ккал

$$R_{загр} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2},$$

где δ_1 и δ_2 — толщина слоев загрязнений с внутренней и наружной сторон трубки, м; λ_1 и λ_2 — коэффициенты теплопроводности загрязняющих слоев, ккал/($m \cdot ч \cdot ^\circ C$).

При выполнении поверочного теплового расчета теплообменников допускаются некоторые упрощения. Например, можно принять ориентировочно коэффициенты α_1 и α_2 и считать поверхность нагрева теплообменника чистой.

В котельных с паровыми или водогрейными котлами в качестве греющей

среды используется водяной пар или горячая вода, а в качестве нагреваемой среды — только вода. Поступающий в пароводяные теплообменники насыщенный пар конденсируется на поверхности теплообмена и температура конденсата примерно соответствует температуре насыщения греющего пара. Охлаждение конденсата ниже температуры насыщенного (греющего) пара вообще не допускается или составляет не более 5—10 $^\circ C$. Если охлаждение конденсата греющего пара целесообразно, то для этой цели в котельной устанавливается отдельный охладитель, т. е. водо-водяной теплообменник, в котором при малых скоростях течения конденсата по сравнению с пароводяным теплообменником улучшается процесс теплообмена между конденсатом и нагреваемой водой.

При выборе типа и количества теплообменников, исходя из данных расчета тепловой схемы котельной и номенклатуры заводов-изготовителей или справочников по теплообменным аппаратам, необходимо проверять допустимую скорость подогреваемой воды в трубах теплообменника, которая не должна превышать 1,5—2 м/с. Соответственно требуемое живое сечение, m^2 , для пропуска заданного расхода воды при скорости 1,5 м/с:

$$f = G_{с.в.}/3600 \cdot 1,5, \quad (6.12)$$

где $G_{с.в.}$ — количество сырой воды, т/ч.

Коэффициент теплопередачи ориентировочно можно принимать в пределах 1700—1800 ккал/($m^2 \cdot ч \cdot ^\circ C$) (с учетом загрязнения трубок слоем накипи). При достаточной чистоте поверхности нагрева, высоких скоростях воды (1,5—2 м/с) и надежном дренаже конденсата и воздуха из парового пространства в пароводяных подогревателях с латунными трубками (сплав металлов — медь 68 % и цинк 32 %) коэффициент теплопередачи может быть принят в пределах от 2500 до 3000 ккал/($m^2 \cdot ч \cdot ^\circ C$). При выборе поверхностей нагрева теплообменников (подогревателей) типов БО и БП для двухступенчатой, последовательной схемы подогрева сетевой воды нужно максимально использовать поверхности нагрева подогревателей первой ступени, т. е. добиваться максимального температурного перепада по сетевой воде, так как для подогревателей пер-

вой ступени используется пар. низких параметров.

Подогреватели для подогрева воды во второй ступени выбираются по нагрузке, которая соответствует подогреву сетевой воды от температуры за теплообменником первой ступени до конечной заданной при наименьшей температуре наружного воздуха. В основных бойлерах сетевая вода подогревается до температуры 100—115 °С, а в пиковых — от 100—115 °С до 130—150 °С. Конструктивно пиковые подогреватели отличаются от основных только числом ходов по воде и прочностными характеристиками самого корпуса и трубной системы.

НПО ЦКТИ разработана отраслевая нормаль на вертикальные подогреватели сетевой воды типа ПСВ и горизонтальные — типа ПСГ, которые выпускает Саратовский завод тяжелого машиностроения взамен подогревателей типа БО и пиковых подогревателей сетевой воды типа БП. Заводом освоен выпуск девяти типоразмеров подогревателей сетевой воды новой конструкции поверхностью нагрева от 45 м² (ПСВ-45-7-15) до 500 м² (ПСВ-500-14-23).

Для этих подогревателей составлены графики, которыми рекомендуется пользоваться при проектировании. Один из таких графиков приведен на рис. 6.9.

При использовании подогревателей типа ПСВ или ПСГ необходимо

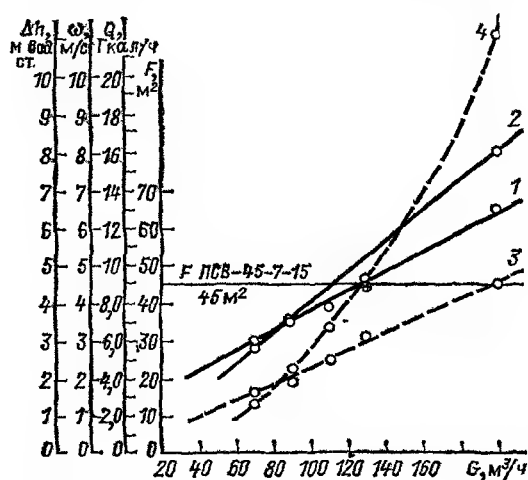


Рис. 6.9. График для определения параметров подогревателя ПСВ-45-7-15.

1 — расчетная поверхность; 2 — производительность; 3 — скорость воды в трубках; 4 — гидравлическое сопротивление трубной части.

учесть, что в этом случае двухступенчатая схема подогрева сетевой воды не является обязательной. При наличии пара давлением более 7 кгс/см² сетевую воду в подогревателях ПСВ можно подогреть от 70 °С до 150 °С.

Горизонтальные пароводяные подогреватели изготавливались по МВН 1436-65 и МВН-1437-65. Характеристика теплообменников приведена в [26].

Количество подогревателей для подогрева сетевой воды должно быть не менее двух. Резервные подогреватели не устанавливаются.

Ленинградским филиалом института Энергомонтажпроект и НПО ЦКТИ разработана конструкция водоподогревателей по ОСТ 108.271.105-76 (отраслевой стандарт). Отраслевые стандарты на изготовление подогревателей утверждены Минэнергомаши СССР и заменяют ранее действовавшие ОСТ 34-68. Выпускается 21 типоразмер пароводяных подогревателей новой конструкции с поверхностью нагрева от 6,3 до 108 м². Температура подогрева воды от 70 до 150 °С. Давление применяемого пара не более 10 кгс/см².

Ленинградским ГПИ выпущен «Альбом номограмм для определения поверхностей теплообменников (бойлеров и охладителей конденсата)». Номограммы альбома дают возможность выбрать необходимый подогреватель воды и охладитель конденсата, изготавливаемые по отраслевым нормам и по межведомственным нормам (МВН), без выполнения предварительного теплового расчета подогревателя.

На рис. 6.10 приводится график для предварительного выбора пароводяных подогревателей исходя из тепловых нагрузок установки.

При выполнении расчетов и выборе конструкций пароводяных теплообменников для подогрева сетевой воды необходимо учесть следующее:

рекомендуемая скорость воды в трубках — от 1,5 до 2,5 м/с;

максимальная скорость пара на входе в трубную систему не должна превышать 50 м/с для насыщенного пара и 75 м/с для перегретого пара;

во избежание вскипания воды и гидравлических ударов в трубках принимается давление пара перед теплообменниками сетевой воды на 1—2 кгс/см² ниже давления сетевой воды.

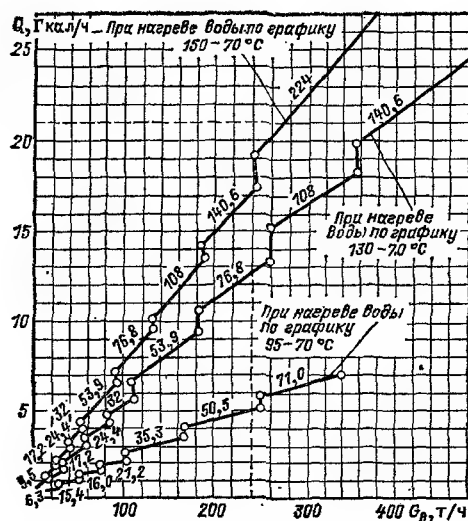


Рис. 6.10. График для выбора пароводяных подогревателей (числа, нанесенные на график, обозначают поверхности нагрева подогревателей, м^2).

В тех случаях, когда по условиям теплового баланса котельной нельзя возвращать конденсат с высокой температурой в деаэраторы питательной воды котлов, на линиях конденсата устанавливаются охладители конденсата. На каждую группу теплообменников устанавливается один охладитель конденсата.

Для использования теплоты непрерывной (иногда и периодической) продувки паровых котлов в котельных устанавливаются расширители и теплообменники непрерывной продувки. В корпусе расширителя снижается давление и происходит частичное испарение продувочной воды. Отсепарированный пар направляется в деаэратор питательной воды котлов, а оставшаяся вода пропускается через теплообменник, где охлаждается обычно до $40\text{--}50^\circ\text{C}$ и сбрасывается в канализацию. Давление в расширителях продувки котлов поддерживается в пределах $1,2\text{--}1,5\text{ кгс/см}^2$. Объем расширителя определяется исходя из допустимого напряжения — 1000 м^3 образующегося пара в 1 ч на 1 м^3 полезного объема. Расширители непрерывной продувки изготавливаются БКЗ и ТКЗ.

Для охлаждения сепарированной воды могут быть использованы любые водо-водяные теплообменники, выпускаемые заводами. Для использования теплоты отсепарированного пара периодической продувки может быть установлен один расширитель для всех

паровых котлов котельной. Пар от расширителя обычно отводится в стационарные паропроводы низкого давления или в атмосферу. Оставшаяся продувочная вода охлаждается и отводится в канализацию.

Для приема производственного конденсата, создания резерва емкостей для питательной воды котлов и подпиточной воды тепловых сетей, а также для других целей в котельных устанавливаются конденсатные баки, баки питательной воды, баки-аккумуляторы подпиточной воды, баки технической воды. Все баки-емкости для хранения воды в котельных должны изготавливаться по междуведомственным нормам, обязательным для всех проектных организаций. Для сбора конденсата, дренажей паропроводов и спуска воды из деаэраторов устанавливаются два конденсатных бака. Емкость каждого бака выбирается из расчета приема получасового количества возвращаемого конденсата.

Часто в проектах котельных отсутствуют специальные баки питательной воды. В таких случаях необходимым запас питательной воды резервируется в деаэрационных баках. Высота установки термических деаэраторов атмосферного типа или баков питательной воды над осью питательного насоса с электрическим приводом должна исключать возможность парообразования в приемном патрубке. В случае необходимости снижения отметки установки деаэраторов рекомендуется устанавливать охладители деаэрационной воды на всасывающей линии насосов.

Суммарная емкость баков деаэрированной подпиточной воды тепловых сетей выбирается для закрытых систем теплоснабжения из расчета 20-минутной производительности деаэратора.

Для открытой системы теплоснабжения рекомендуется принимать суммарную емкость баков-аккумуляторов подпиточной воды ориентировочно равной шести — восьмикратному среднечасовому за сутки расходу воды на горячее водоснабжение [11].

Рекомендуется устанавливать не менее двух, желательно равной емкости, баков-аккумуляторов. Баки промежуточной воды для закрытых систем теплоснабжения обычно устанавливаются в зданиях котельных на нулевой

отметке или на площадках многоэтажной части котельной под деаэрационной установкой подпиточной воды. Баки-аккумуляторы подпиточной воды для открытых систем теплоснабжения устанавливаются за пределами зданий котельной, обычно в районе размещения дымовой трубы.

Для охлаждения подшипников механизмов котельной на отметке, обеспечивающей напор воды, достаточный для подачи воды в подшипники (обычно 10—12 м), устанавливается бак технической воды. Емкость бака выбирается из расчета покрытия почасового расхода воды.

Для защиты внутренней металлической поверхности аккумуляторных баков от коррозионного разрушения должен быть применен антиаэрационный герметик, выпускаемый производственным объединением «Латбытхим» Минхимпрома СССР. Антиаэрационный герметик АГ-4 имеет характеристики: плотность $\gamma_{20} = 0,920 \text{ г/см}^3$; температура вспышки выше 150°C ; защитные свойства сохраняет 3—5 лет; физиологически безвреден; толщина защитного слоя 2,5—5,0 см; расход около 36—40 кг на 1 м^2 поверхности ниже уровня воды.

В нижней части бака устанавливается контрольно-предупредительное устройство, устраняющее попадание герметика в трубопроводы при сливе.

Для котельных, не имеющих центральных складов реагентов для установок водоподготовки, склады при котельных должны быть рассчитаны на мокрое хранение в баках-резервуарах не менее 30-суточного запаса реагентов при доставке по железной дороге и 10-суточного — при доставке автомобильным транспортом. При доставке реагентов (соли, коагулянта, серной кислоты) по железной дороге должны предусматриваться цистерны емкостью 50—60 т. Объемы баков для мокрого хранения соли и коагулянта следует принимать из расчета $1,5 \text{ м}^3$ на 1 т. Баки-резервуары для хранения реагентов рекомендуется разместить за пределами котельной около железнодорожных путей предприятия.

Для охлаждения продувочных вод котлов сооружаются так называемые продувочные колодцы, которые размещаются вне зданий котельной. Емкость таких подземных железобетонных резервуаров определяется из расчета

охлаждения продувочных вод до температуры $50\text{—}60^\circ\text{C}$.

Все поверхности теплообменников и баков с температурой выше 45°C изолируются снаружи специальными материалами, обладающими низкой теплопроводностью, для уменьшения потерь теплоты и создания безопасных условий для обслуживающего персонала. Выбор изолирующих материалов и толщины слоя изоляции производится в зависимости от температуры поверхностей [9]. Поверхности изоляции оборудования покрывают масляной краской в два слоя.

6.7. ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА КОТЕЛЬНЫХ

Трубопроводы являются одним из наиболее ответственных элементов котельных установок. Нарушение непрерывного потока теплоносителя влечет за собой расстройство технологического процесса и полную остановку котельной. Поэтому при проектировании котельных вопросам надежности и безаварийной работы трубопроводов должно уделяться серьезное внимание.

Согласно «Правилам устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды» [45] все трубопроводы котельных в зависимости от давления и температуры транспортируемой среды делятся на четыре категории (табл. 6.6).

При определении категории трубопроводов за рабочие параметры транспортируемой среды принимаются наибольшие давление и температура среды, при которых трубопровод должен работать.

За рабочее давление в паропроводах принимается расчетное давление за главной паровой задвижкой котлов, в паропроводах редуцированного пара — расчетное давление вторичного пара после РОУ и РУ. Рабочим давлением в трубопроводах питательной, сетевой и подпиточной воды считается давление в напорном патрубке насоса при его работе на закрытую задвижку, в трубопроводах, отводящих воду из баков, — сумма гидравлического давления столба воды над низшей точкой устанавливаемого трубопровода и давления над поверхностью воды в баках.

Исходя из рабочих параметров пара (до 14 кгс/см^2) и воды, все трубо-

Таблица 6.6. Категории трубопроводов

Категория	Среда	Рабочие параметры среды	
		Температура, °C	Давление (избыточное), кгс/см ²
1	а } б } в } г } —перегретый пар	Выше 580 Выше 540 до 580 (включительно) Выше 450 до 540 (включительно) До 450 (включительно)	Не ограничено То же « Более 39
	д — горячая вода, насыщенный пар	Выше 115	Более 80
2	а } б } —перегретый пар	Выше 350 до 450 (включительно) До 350 (включительно)	До 39 (включительно) Более 22 до 39 (включительно)
	в — горячая вода, насыщенный пар	Выше 115	Более 39 до 80 (включительно)
3	а } б } перегретый пар	Выше 250 до 350 (включительно)	До 22 (включительно)
	в — горячая вода, насыщенный пар	До 250 (включительно) Выше 115	Более 16 до 22 (включительно) Более 16 до 39 (включительно)
4	а — перегретый и насыщенный пар б — горячая вода	Выше 115 до 250 (включительно) Выше 115	Более 0,7 до 16 (включительно) До 16 (включительно)

проводы производственных и отопительных котельных относятся к 3-й и 4-й категории.

По своему назначению все трубопроводы котельных делятся на группы: пара, горячей воды, водоподготовительной установки, конденсата, дренажные, для пожаротушения, импульсные для нужд КИП, сжатого воздуха, систем пневмозолоудаления.

Паропроводы производственно-отопительных котельных вырабатывают пар давлением от 0,7 до 40 кгс/см² с температурой до 440 °C.

К трубопроводам горячей воды относятся трубная система от входа обратной линии до выхода подающей линии водяных тепловых сетей, трубопроводы подпиточной воды, а также линии рециркуляции и перепуска. Эти трубопроводы работают при температуре 35—85 °C на входе сетевых насосов, до 70 °C на входе подпиточных насосов и до 150 °C на входе рециркуляционных насосов и на выходе из котельной. Давление воды после насосов составляет 6—10 кгс/см² для подпитки и 6—25 кгс/см² в подающей

магистральной тепловых сетей. Температура питательной воды после деаэратора зависит от температуры насыщения в деаэраторе при давлении от 1,2 до 6,0 кгс/см².

Трубопроводы водоподготовительной установки рассчитываются на рабочее давление до 6—10 кгс/см² при температуре воды от 5 до 50 °C.

Температура и давление в конденсатопроводах зависят от параметров пара, который конденсируется на поверхностях теплообмена, и от схемы сбора и возврата конденсата в котельную. Принимают, что температура конденсата на 5—15 °C ниже температуры насыщения греющего пара.

Для всех станционных трубопроводов необходимо предусмотреть мероприятия, обеспечивающие возможность правильного их заполнения при пуске, опорожнения при отключении и дренажа при эксплуатации. Для этой цели трубопроводы должны прокладываться с уклоном не менее 0,001. Верхние точки трубопроводов снабжаются вентилями для выпуска воздуха или пара. Опорожнение производится

в нижних точках трубопроводов через штуцера и вентили. Отвод воздуха, пара или воды осуществляется при помощи дренажных трубопроводов котельных. Для расчетов дренажных трубопроводов температура и давление в них принимаются в зависимости от давления и температуры среды в главном трубопроводе.

Давление воды и диаметр трубопроводов для пожаротушения должны соответствовать требованиям норм пожарного надзора.

Сжатый воздух от компрессоров для ремонтных нужд или обдувки поверхностей нагрева котлов транспортируется по трубопроводам с давлением 5—6 кгс/см².

Для удаления шлаков и золы из котельных иногда сооружаются системы пневмозолоудаления, основными элементами которых являются трубопроводы диаметром от 100 до 250 мм. Давление в системе ниже атмосферного и температура транспортируемой среды колеблются в пределах 100—140 °С.

Диаметры трубопроводов определяются, исходя из расчетных максимально возможных расходов и допустимых скоростей воды и пара. Скорость воды в трубопроводах рекомендуется принимать от 0,5 до 1,5 м/с перед насосами и от 2 до 3 м/с за ними. Рекомендуемые скорости насыщенного пара от 30 до 40 м/с, перегретого пара — от 40 до 70 м/с.

Для трубопроводов котельных применяются бесшовные, электросварные и водогазопроводные трубы. Бесшовные трубы изготавливаются по ГОСТ 8731-74* (горячекатаные) и по ГОСТ 8733-74* (холоднотянутые), электросварные трубы — по ГОСТ 10704-76, 10707-73* и ГОСТ 8696-74, водогазопроводные — по ГОСТ 3262-75. Водогазопроводные трубы могут применяться для среды с параметрами: $p \leq 10$ кгс/см² и $t \leq 200$ °С (трубы обыкновенные); $p \leq 16$ кгс/см² и $t \leq 200$ °С (трубы усиленные).

Соединение трубопроводов должно предусматриваться на сварке. На фланцах допускается присоединение трубопроводов к арматуре и оборудованию. Секционирование трубопроводов котельных и порядок установки арматуры должны соответствовать требованиям [9].

На трубопроводах котельных устанавливается как чугунная, так и стальная арматура. Установка чугунной арматуры регламентируется Правилами Госгортехнадзора СССР не выше 2,5—13 кгс/см² и 150—300 °С в зависимости от диаметра. Для других случаев устанавливается стальная арматура. Арматура соединяется с элементами трубопроводов при помощи сварных, фланцевых или резьбовых соединений. Резьбовые соединения допускаются только для присоединения чугунной арматуры на трубопроводах 4-й категории с условным проходом не более 100 мм.

Арматура должна располагаться в местах, удобных для обслуживания и ремонта.

Важное значение при проектировании трубопроводов имеет выбор несущих конструкций — опор и подвесок, а также компенсация линейных удлинений горячих трубопроводов. Для крепления трубопроводов следует предусматривать неподвижные и подвижные опоры. При наличии вертикальных тепловых перемещений трубопроводов проектируется установка пружинных опор и подвесок. Подвижные опоры трубопроводов должны обеспечивать свободное перемещение трубопроводов при расширении от нагрева. Неподвижные опоры располагаются исходя из условий самокомпенсации трубопроводов и рассчитываются на восприятие компенсационных усилий.

При разработке схем трубопроводов необходимо стремиться к сокращению числа искусственных компенсирующих устройств и использованию самокомпенсирующих способностей отдельных участков трубопроводов между неподвижными опорами.

Удлинение трубопроводов при нагреве их протекающей средой пропорционально температуре, мм, и может быть определено по следующей формуле:

$$\Delta L = \alpha(t_2 - t_1)L_1, \quad (6.13)$$

где L — длина трубопровода, м; t_1 и t_2 — температуры металла трубы при монтаже ее и нагреве, °С; α — коэффициент расширения металла трубы, мм/(мм·°С), для практических расчетов принимается 0,012.

Небольшие тепловые удлинения трубопроводов могут быть компенсированы путем применения колен 90°.

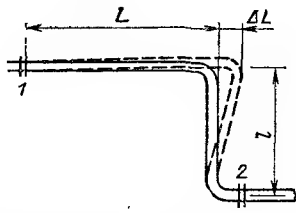


Рис. 6.11. Схема естественной компенсации трубопровода.
1 и 2 — неподвижные опоры.

Компенсация таких удлинений может быть достигнута за счет упругости части трубы за коленом (рис. 6.11).

Длина короткого плеча, мм,

$$l = \sqrt{\frac{\Delta L d}{300}}, \quad (6.14)$$

где ΔL — стрела прогиба, мм; d — диаметр труб, мм.

Компенсация температурных удлинений трубопроводов может быть осуществлена также путем установки специальных устройств — компенсаторов. Применяются следующие виды компенсаторов:

гибкие — из труб в виде различных геометрических форм — П-образные, лирообразные, S-образные, линзовые;

осевые — односторонние и двусторонние сальниковые.

Гибкие компенсаторы воспринимают температурные удлинения за счет упругой деформации изгиба или специальных пружинящих элементов, имеющих форму круглых складок — линз. В осевых компенсаторах температурные удлинения компенсируются при простом вдвигании труб внутрь корпуса компенсатора через сальниковые уплотнения.

Методы и примеры расчетов компенсаторов и самокомпенсирующих трубопроводов даны в [27].

Максимально возможные расстояния между опорами трубопроводов зависят от диаметра и толщины стенок труб и от параметров теплоносителя и колеблются в пределах от 4,0 до 6,0 м.

При проектировании опор трубопроводов расчетную вертикальную нагрузку ΣG определяют, исходя из суммы нагрузок от собственно труб, воды, заполняющей трубопровод, арматуры, тепловой изоляции и опоры, умноженной на коэффициент 1,5, который учитывает возможность аварий-

ного выхода из строя ближайшей опоры (при выборе пружин для опор коэффициент 1,5 не применяется).

Горизонтальная нагрузка на опорные конструкции, кгс, подвижных опор определяется по формуле

$$P_{\Pi} = \rho \Sigma G,$$

где ΣG — сумма всех нагрузок трубопровода на подвижную опору, кгс; ρ — коэффициент трения в подвижной опоре; для всех видов металлических скользящих опор $\rho = 0,3 \div 0,45$, для катковых подвижных опор $\rho = 0,08$, для роликовых опор $\rho = 0,1$ и для шариковых опор $\rho = 0,03 \div 0,04$.

Горизонтальная нагрузка на опорные конструкции неподвижных опор определяется как сумма реакций от сил трения, возникающих во всех видах подвижных опор и подвесок между неподвижными опорами, и дополнительных усилий от термического расширения трубопровода, кгс:

$$P_{\Pi} = \Sigma P_{\Pi} + \Sigma P_{\Gamma}, \quad (6.15)$$

где $\Sigma P_{\Gamma} = \Sigma G \tan \beta$ — горизонтальная составляющая сил, возникающих при отклонении тяг подвесок от вертикали, кгс; β — угол уклона тяги подвески к вертикали.

К величине P_{Π} должны быть прибавлены собственно компенсационные усилия, определяемые особым расчетом.

Конструкции подвижных и неподвижных опор выбирают по действующим нормам, исходя из диаметров и допустимых нагрузок от трубопроводов. Все трубопроводы с температурой выше 45°C подлежат тепловой изоляции.

В настоящее время наиболее распространена следующая конструкция тепловой изоляции трубопроводов: основной теплоизоляционный слой состоит при рабочей температуре до 60°C из минерального войлока с битумной связкой; при более высокой температуре — из минеральной ваты.

Армирующие элементы изоляции выполняются из проволоочных штырей, сеток и колец. Снаружи изоляцию покрывают защитным покровом из асбозуритовых мастик и тонким листовым алюминием или оцинкованной листовой сталью.

Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду от поверхности различной арматуры трубопроводов

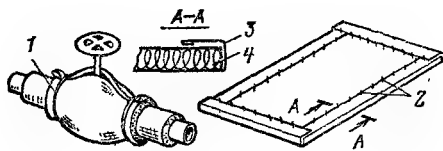


Рис. 6.12. Конструкция тепловой изоляции арматуры минераловатными изделиями в обкладке из стеклоткани.

1 — стяжка из проволоки; 2 — мягкая сшивка; 3 — стеклоткань; 4 — минеральная вата.

институтом «Латгипропром» предлагается упрощенный способ нанесения изоляции на корпус клапанов, задвижек, вентиля и конденсатоотводчиков (рис. 6.12).

Применение тепловой изоляции корпусов арматуры трубопроводов в котельных уменьшает тепловые потери в 10—20 раз по сравнению с потерями тепла от корпусов неизолированной арматуры.

Трубопроводы пара и горячей воды после монтажа, испытания и окончания изоляционных работ должны окрашиваться по всей длине в цвет, соответствующий рабочей среде.

Порядок нанесения надписей и буквенных обозначений, порядок нумерации магистральных линий и ответвлений трубопроводов в котельных даны в [45].

6.8. ТЯГОДУТЬЕВЫЕ МАШИНЫ

Каждый котельный агрегат должен иметь свой вентилятор и дымосос, и только при производительности котлов до 1 Гкал/ч допускается установка групповых тягодутьевых машин, состоящих из двух дымососов и двух вентиляторов.

Основными параметрами тягодутьевых машин являются их производительность и создаваемый напор. Создаваемый напор (разрежение) представляет собой перепад полных давлений в выходном и входном патрубках машин. Характеристикой вентиляторов и дымососов считают зависимость между полным давлением H и производительностью Q при данной частоте вращения и плотности перемещаемой среды, которые завод-изготовитель обычно задает при температуре для дымососов в 200 °С, вентиляторов в 20 °С и атмосферном давлении 760 мм рт. ст.

Производительность тягодутьевой машины, м³/ч, составляет для дымососа

$$Q = B_p V_r \frac{t_d + 273}{273} \frac{760}{h_{бар}}, \quad (6.16)$$

где B_p — расчетный расход топлива при номинальной нагрузке, кг/ч, м³/ч; V_r — полный объем газов перед дымососом (при 0 °С и 760 мм рт. ст.), м³/кг; м³/м³; t_d — температура дымовых газов перед дымососом, °С; $h_{бар}$ — барометрическое давление, мм рт. ст.

Производительность дутьевых вентиляторов, м³/ч,

$$Q = B_p V^0 \alpha_t \frac{t_v + 273}{273}, \quad (6.17)$$

где V^0 — теоретически необходимое количество воздуха (при °С и 760 мм рт. ст.), м³/кг, м³/м³; α_t — коэффициент избытка воздуха; t_v — температура воздуха на входе в вентилятор, °С.

Сопротивление газозоудных трактов определяется в соответствии с требованиями нормативного метода аэродинамических расчетов котельных установок [46].

Дымососы и дутьевые вентиляторы следует принимать по техническим условиям заводов-изготовителей. При выборе тягодутьевых машин необходимо учесть коэффициенты запаса по давлению и производительности согласно табл. 6.7.

Потребляемая мощность, кВт, при полной нагрузке тягодутьевой машины определяется

$$N = 1,1 QH / 3670 \eta, \quad (6.18)$$

где η — КПД машины при полном давлении и производительности.

Для регулирования производительности на входе газа или воздуха в рабочее колесо (ротор) тягодутьевой

Таблица 6.7. Коэффициенты запаса для дымососов и вентиляторов

Производительность котлов (для паровых котлов по эквивалентной производительности), Гкал/ч	Коэффициент запаса			
	по производительности		по давлению	
	дымососы	дутьевые вентиляторы	дымососы	дутьевые вентиляторы
До 15	1,05	1,05	1,1	1,1
Более 15	1,0	1,05	1,1	1,1

машины (ТДМ) в подводящий карман устанавливают направляющие аппараты, которые закручивают поток в направлении вращения колеса. Такое регулирование более экономично, чем регулирование заслонками в напорном тракте.

Для правильного выбора тягодутьевых машин паровых и водогрейных котлов следует пользоваться утвержденным Госстроем СССР и Минэнерго СССР указанием по комплектации тягодутьевыми машинами котлов производительностью до 75 т/ч и 100 Гкал/ч. При составлении указаний по комплектации учтены аэродинамические сопротивления газовых и воздушных трактов, типовые компоновочные решения водогрейных и паровых котлов, подготовленные проектными институтами «Латгипропром» и «Сантехпроект». Основные параметры тягодутьевых машин, рекомендуемых для котлов, приведены в табл. 6.8.

Тепловые нагрузки водогрейных котельных в основном складываются из переменных нагрузок отопления и вентиляции и почти неизменной нагрузки горячего водоснабжения. Суммарное потребление теплоты от котельной может меняться в пределах от 15 до 100 % номинального (расчетного). Для обеспечения наиболее оптимальных условий работы конвективных поверхностей нагрева при коррозии с газовой стороны количество работающих котлов в течение всего отопительного периода остается постоянным независимо от общей тепловой нагрузки, что приводит к широкому диапазону изменения нагрузок отдельных водогрейных котлов и, следовательно, тягодутьевых машин.

В таких условиях применяемый способ регулирования только направляющими аппаратами дымососа и вентилятора оказывается недостаточно экономичным, так как при глубоком регулировании тягодутьевых машин

Т а б л и ц а 6.8. Основные параметры тягодутьевых машин

Марка котла	Дымосос			Дутьевой вентилятор		
	Расчетная производи- тельность, т/ч, м³/ч	Марка	Мощ- ность, кВт	Расчетная производи- тельность, т/ч, м³/ч	Марка	Мощ- ность, кВт
Водогрейные котлы						
КВ-ГМ-4	12,5	ДН-9	5,7	5,4	ВДН-9	5,7
КВ-ГМ-6,5	20,0	ДН-10	10,7	8,7	ВДН-10	10,7
КВ-ГМ-10	30,8	ДН-12,5	40,0	13,3	ВДН-10	10,7
КВ-ГМ-20	61,2	ДН-17	55,0	26,8	ВДН-12,5	40,0
КВ-ГМ-30	92,6	ДН-17	55,0	40,1	ВДН-15	75,0
КВ-ГМ-50	120,0	ДН-21ГМ	90,0	64,3	ВДН-15	75,0
КВ-ГМ-100	252,0	ДН-22×2	250,0	130,0	ВДН-18П	250,0
КВ-ТС-10	39,2	ДН-15	75,0	16,8	ВДН-11,2	13,2
КВ-ТС-20	71,0	ДН-17	160,0	33,0	ВДН-15	55,0
КВ-ТСВ-10	42,6	ДН-15	75,0	21,9	ВДН-12,5	36,0
КВ-ТСВ-20	81,0	ДН-17	160,0	37,0	ВДН-15	55,0
ПТВМ-30М	109,2	ДН-21	80,0	27,6	ВДН-11,2	55,0
Паровые котлы БикЗ						
КЕ-4-14С	10,8	ДН-9	13,0	5,7	ВДН-8	5,7
КЕ-6,5-14С	16,5	ДН-11,2	16,4	8,6	ВДН-8	5,7
КЕ-10-14С	24,5	ДН-12,5	40,0	12,5	ВДН-9	5,7
КЕ-25-14С	59,0	ДН-15	75,0	34,4	ВДН-12,5	40,0
ДЕ-4-14ГМ	7,0	ВДН-9	5,7	3,6	ВДН-8	5,7
ДЕ-6,5-14ГМ	11,2	ВДН-10	10,7	5,8	ВДН-9	5,7
ДЕ-10-14ГМ	16,3	ДН-11,2	16,4	8,7	ВДН-10	10,7
ДЕ-16-14ГМ	27,1	ДН-10	22,0	14,0	ВДН-11,2	16,4
ДЕ-25-14ГМ	40,4	ДН-12,5	75,0	21,6	ВДН-11,2	55,0
Паровые котлы БелКЗ						
ГМ-50-14	79,0	ДН-17	160,0	45,4	ВДН-15	75,0
БКЗ-75-39ГМА	133,0	ДН-22ГМ	160,0	82,0	ВДН-17	160,0
	143,0	ДН-21ГМ	160,0	81,3	ВДН-17	160,0

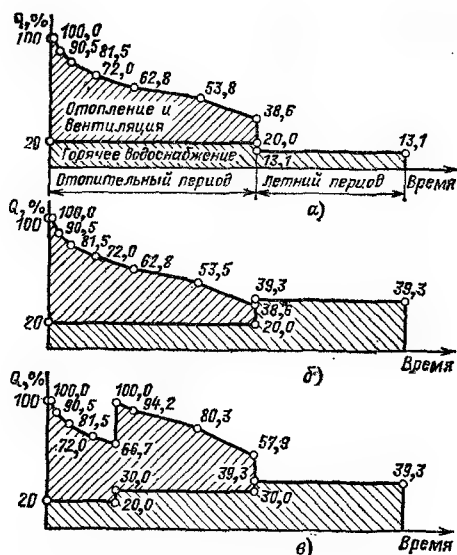


Рис. 6.13. Годовые графики нагрузок.

а — котельной в целом; б — одного котла в котельной с тремя котлами при сжигании сернистых топлив; в — то же при сжигании малосернистых топлив.

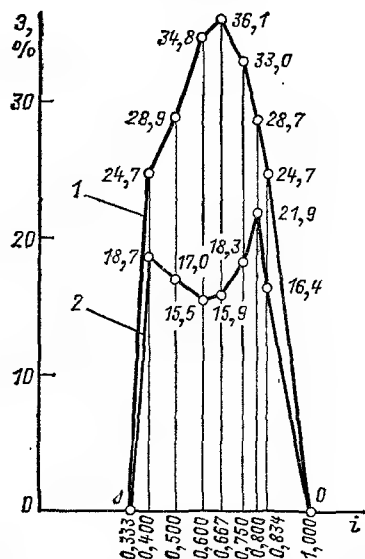


Рис. 6.14. График годовой экономии энергии на привод тягодутьевых машин.

1 — при сжигании сернистых топлив; 2 — то же малосернистых топлив.

резко падает их КПД. Такой способ регулирования приводит к большим перерасходам электроэнергии на привод.

Латгипропром на основании технико-экономических исследований работы водогрейных котлов во всех режимах, предлагает осуществлять комбинированный способ регулирования работы тягодутьевых машин, а имен-

но ступенчатое регулирование изменения частоты вращения ротора машины при помощи многоскоростного электродвигателя и плавное регулирование направляющим аппаратом.

Важное экономическое значение имеет правильный подбор отношения i частот низшей ступени вращения к высшей роторов тягодутьевых машин.

Расчетным путем определены расходы электроэнергии на привод тягодутьевых машин в условиях работы водогрейных котлов согласно приведенным на рис. 6.13 графикам нагрузок. Годовая расчетная экономия электроэнергии на привод тягодутьевых машин от применения двухскоростного привода в зависимости от отношения частот низшей ступени вращения к высшей показана на примерном графике (рис. 6.14).

6.9. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ

Для котельной проектируется обычно одна, общая для всех установленных котлов, дымовая труба. Дымовые трубы сооружаются по типовым проектам из кирпича или железобетона. Применение металлических дымовых труб диаметром больше 1 м допускается только при технико-экономической целесообразности такого решения.

Высоту дымовой трубы, необходимую для создания нормативной естественной тяги, определяют из условий равенства силы тяги и суммы сопротивлений, возникающих при движении газов по газоходам котлоагрегата и в дымовой трубе, кгс/м²,

$$S = H \left(\rho_0^B \frac{273}{273 + t_B} - \gamma_0^r \frac{273}{273 + t_r} \right) \frac{B_d}{760} \quad (6.19)$$

где S — необходимая сила естественной тяги дымовой трубы, кгс/м²; H — высота дымовой трубы, м; ρ_0^B , ρ_0^r — плотности воздуха и газа при нормальных условиях, кг/м³; t_B , t_r — температура воздуха и средняя температура дымовых газов, °C; B_d — минимальное барометрическое давление данного района, мм рт. ст.

Зная величину необходимой естественной тяги S , высоту дымовой трубы H можно определить по приведенной выше формуле (6.19). Высота дымовых труб должна приниматься 30, 45, 60, 75, 90, 120, 150, 180 м.

При расчете рассеивания в атмосфере вредных веществ и принимая максимально допустимые санитарными нормами концентрации золы, окислов серы, двуокиси азота и окиси углерода у поверхности Земли, следует учесть выбросы в окружающую среду абсолютных количеств веществ для всех промышленных предприятий, котельных, ТЭЦ и автомобильного транспорта конкретного города или района, а также учесть существующее фоновое загрязнение атмосферы другими источниками.

Поверочный расчет на загазованность и запыленность должен производиться с учетом всех котлов, присоединенных к дымовой трубе не только в настоящее время, но и при расширении котельной. Расчеты рассеивания в атмосфере вредных веществ, содержащихся в дымовых газах котельных, должны выполняться в соответствии с указаниями СН 369-74.

Значение максимальной концентрации вредного вещества, мг/м³, на уровне Земли следует определять по формуле

$$C_m = \frac{AMFmn}{H^2 \sqrt[3]{V\Delta T}}, \quad (6.20)$$

где A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы, с^{-2/3}·°C^{1/3}; M — количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу, г/с; F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосфере; m , n — безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья дымовой трубы; H — высота дымовой трубы над уровнем земли, м; V — объем выбрасываемой газовой смеси, м³/с; ΔT — разность температуры выбрасываемой газовой смеси T_r и температуры окружающего атмосферного воздуха T_b , °C.

Расчеты и выбор высоты дымовых труб, обеспечивающей рассеивание вредных выбросов, выполняются программой расчетов, составленной на основе СН 369-74. Наибольшая концентрация вредного вещества C_m , мг/м³, в приземном слое атмосферы не должна превышать предельно допустимой концентрации данного вредного вещества в атмосферном воздухе (ПДК), установленной «Са-

нитарными нормами проектирования промышленных предприятий», т. е.

$$C_m \leq \text{ПДК}.$$

При одновременном совместном присутствии в атмосфере нескольких вредных веществ их безразмерная суммарная концентрация q не должна превышать 1 при расчете по формуле

$$q = \frac{c_1}{\text{ПДК}_1} + \frac{c_2}{\text{ПДК}_2} + \dots + \frac{c_n}{\text{ПДК}_n} \leq 1, \quad (6.21)$$

где $c_1, c_2, \dots, c_n$ — концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе в одной и той же точке местности, мг/м³; $\text{ПДК}_1, \text{ПДК}_2, \dots, \text{ПДК}_n$ — соответствующие максимальные предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе, мг/м³.

Соотношение (6.21) может быть представлено в следующем виде:

$$c_1 + c_2 \frac{\text{ПДК}_1}{\text{ПДК}_2} + \dots + c_n \frac{\text{ПДК}_1}{\text{ПДК}_n} = \text{ПДК}_1. \quad (6.22)$$

В данном случае суммарное значение концентраций вредных веществ условно приводится к значению концентрации первого из них c_1 .

Для определения суммарного выброса окислов дымовыми газами необходимо выполнить расчеты количества выбрасываемых окислов серы и азота, г/с:

$$M_{\text{SO}_2} = 5,56 (B_{\text{пар}} + B_{\text{вод}}) (1 - \eta_{\text{SO}_2}) S^p, \quad (6.23)$$

где $B_{\text{пар}}$, $B_{\text{вод}}$ — расход топлива на паровые и водогрейные котлы, т/ч; η_{SO_2} — коэффициент, принимается при работе котла на твердом топливе 0,10, на мазуте — 0,02; S^p — содержание серы в топливе, %;

$$M_{\text{NO}_2} = 4 \cdot 10^{-5} Q_p [(k_{\text{пар}} B_{\text{пар}}) + (k_{\text{вод}} B_{\text{вод}})], \quad (6.24)$$

где $k_{\text{пар}} = 1,9 \div 4,4$; $k_{\text{вод}} = 1,3 \div 2,3$ — коэффициенты выхода окислов азота на 1 т условного топлива, которые зависят от производительности парового или водогрейного котла и вида сжигаемого топлива.

Суммарный выброс окислов серы и азота, г/с,

$$M = M_{\text{SO}_2} + \frac{0,5}{0,085} M_{\text{NO}_2}. \quad (6.25)$$

Предельно допустимый нагретый выброс (дымовые газы от котлов) вредного вещества в атмосферу— $ПДВ$, г/с, из одиночного источника, при котором обеспечивается не превышающая $ПДК$ в приземном слое воздуха, г/с, определяется по формуле

$$ПДВ = \frac{ПДК H^2 \sqrt[3]{VAT}}{AFmn}. \quad (6.26)$$

Для определения диаметра дымовой трубы рекомендуется принимать для расчетов следующие скорости газов на выходе, м/с: при естественной тяге—15—20; при искусственной тяге: при высоте труб до 100 м—20—30, при высоте труб 100—180 м—35—40.

Диаметры выходных отверстий кирпичных и железобетонных дымовых труб определяются на основании изложенных ниже требований и принимаются 1,2; 1,5; 1,8; 2,1; 2,4; 3,0; 3,6; 4,2; 4,8; 5,4; 6,0; 6,6; 7,2; 7,8; 8,4; 9,0 и 9,6 м. Минимальный диаметр выходных отверстий кирпичных труб 1,2 м, монолитных железобетонных — 3,6 м [9].

Для предупреждения проникновения дымовых газов в толщу стен кирпичных и железобетонных труб не допускается положительное статическое давление на стенки ствола дымовой трубы. Для этого необходимо соблю-

дать условия $R < 1$, где R — определяющий критерий, равный:

$$R = \frac{(\lambda + \delta i) h_0}{(\rho_v - \rho_r) d_0}, \quad (6.27)$$

где λ — коэффициент сопротивления трению; i — постоянный уклон внутренней поверхности трубы; ρ_v , ρ_r — плотности наружного воздуха и дымовых газов при расчетном режиме, кг/м³; d_0 — диаметр выходного отверстия трубы, м; h_0 — динамическое давление газа в выходном отверстии трубы, кгс/м²:

$$h_0 = \rho_r w_0^2 / 2g. \quad (6.28)$$

Здесь w_0 — скорость газов в выходном отверстии трубы, м/с; g — ускорение силы тяжести, м/с².

Проверочный расчет выполняется для зимнего и летнего режимов работы котельных. При $R > 1$ следует увеличить диаметр дымовой трубы или предусмотреть противодействие между стволом и футеровкой трубы.

Подводящие газоходы в месте смыкания к дымовой трубе необходимо проектировать прямоугольной формы. Выбор конструкции защиты внутренней поверхности ее ствола от агрессивного воздействия среды должен выполняться исходя из условий сжигания основного и резервного вида топлива.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЕ КОТЕЛЬНЫХ. ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ ЗОЛОШЛАКОУДАЛЕНИЕ

7.1. ДОСТАВКА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Для каждой котельной установки планируемыми организациями на основе топливно-энергетического баланса данного района устанавливается вид сжигаемого топлива. Топливо до поступления в топочное устройство подвергается приемке, перегрузке и подготовке к сжиганию.

Проектирование устройств по разгрузке, приему, складированию и подаче топлива в котельную следует выполнять при расходе топлива до 150 т/ч — по требованиям СНиП II-35-76; при расходе топлива более 150 т/ч — в соответствии с «Нормами технологического проектирования тепловых электростанций».

В топливное хозяйство котельной входят устройства и сооружения для

разгрузки, приема, складирования и подачи топлива в бункера котлов. Склады твердого топлива, как правило, устраиваются открытыми и размещаются вблизи котельных установок.

Приемное устройство для топлива на территории котельной состоит из одного или нескольких железнодорожных путей, ниже отметки которых располагаются траншеи или бункера, в которые топливо сыпается из саморазгружающихся вагонов.

Приемные устройства располагаются обычно в крытых помещениях — разгрузочных сараях. Выгрузка топлива является одной из трудоемких и ответственных операций, часто требующих применения ручного труда даже при подаче топлива в саморазгружающихся вагонах.

Для крупных складов топлива целесообразно применять механизмы (роторные вагонопрокидыватели), обеспечивающие быструю и полную разгрузку вагонов от топлива.

Особые трудности с разгрузкой вагонов создаются в зимнее время. Для разогрева смерзшегося в вагонах топлива иногда сооружаются закрытые размораживающие тепляки. Для разрыхления смерзшегося угля в вагонах можно использовать также стационарные бурорыхлительные машины, которые в сочетании с вибрационной установкой обеспечивают быструю разгрузку угля без предварительного его разогрева и применения ручного труда. Емкость бункеров или траншей приемного устройства должна быть не меньше емкости железнодорожного состава, установленного для данной котельной.

Транспорт топлива из разгрузочного устройства в котельную или на склад осуществляется с помощью различного типа конвейеров (ленточных, пластинчатых, скребковых), на которые топливо подается при помощи питателей.

При снабжении котельной углем, требующим дробления, на тракте топливоподачи от приемных разгрузочных устройств до бункеров котлов или на складе уголь подвергается дроблению в установках, состоящих из грохотов и дробилок.

С помощью грохотов до дробилок отделяются мелкие фракции топлива (до 20 мм) с целью уменьшения расхода энергии на дробление.

Дробилки выбирают в зависимости от типа топочного устройства и требований к сжигаемому топливу. При слоевом сжигании топлива, как правило, применяют валково-зубчатые или винтовые, а при камерном сжигании — молотковые дробилки.

Для извлечения из топлива случайно попавших металлических предметов на тракте топливоподачи предусматривается установка магнитных сепараторов. Как правило, они устанавливаются перед дробилками во избежание поломок или повреждений последних. Для топливоподачи котельных небольшой и средней производительности обычно применяются электромагнитные сепараторы подвесного типа.

Если топливо размалывается в пыль для сжигания в камерных топках, то на тракте топливоподачи должны быть установлены устройства для удаления древесины, так называемые щепоуловители.

Дробленое топливо по пути к бункерам котлов взвешивается на автоматических конвейерных весах, периодически или непрерывно, непосредственно на движущейся конвейерной ленте.

Из-за больших затрат, связанных с приготовлением угольной пыли и ее транспортировкой, применение пылевидного сжигания топлива в котельных с паровыми или водогрейными котлами теплопроизводительностью менее 20 Гкал/ч экономически не оправдывается.

Кроме описанного выше способа транспортировки твердого топлива со склада к котельной при помощи ленточных конвейеров, могут быть также использованы автопогрузчики, скиповые подъемники, элеваторы, тельферы и другие устройства.

Шлак и зола, выпавшие в топке и газоходах котельного агрегата, а также летучая зола, улавливаемая в золоуловителе, удаляются из котельного агрегата, а затем из помещений котельной с помощью систем шлакозолоудаления. При общем выходе шлака и золы из котельной, равном 200 кг/ч и более, процессы их удаления, как правило, должны быть механизированы.

7.2. СКЛАДЫ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Склады должны обеспечить работу котлов в периоды неравномерной подачи топлива. Емкость угольных складов выбирается при доставке железнодорожным или автомобильным транспортом из условия обеспечения работы котельной с полной производительностью в течение двух недель.

Для устройства складов должны выбираться горизонтальные сухие площадки в непосредственной близости от котельной. Для отвода дождевых и талых поверхностных вод планировка территории склада выполняется с небольшим уклоном в сторону отводящих лотков.

Поверхность грунта покрывается слоем шлака и глины толщиной примерно 10—15 см с послойной укаткой.

Если склад топлива располагается на плотных суглинистых почвах, основанием для расположения штабелей может являться спланированный и уплотненный естественный грунт. Все угли могут быть подразделены на четыре группы по склонности их к самовозгоранию [9].

Группы углей, а также длина и ширина штабелей устанавливаются в соответствии с «Типовой инструкцией по хранению каменноугольного топлива на электростанциях, предприятиях промышленности и транспорта», утвержденной Госпланом СССР и Госнабом СССР. Повышенная влажность и зольность угля способствует самовозгоранию. Высота штабелей угля первой группы условиями хранения не ограничивается и зависит лишь от технических возможностей формирования штабелей. Высота штабелей для других групп углей принимается согласно [9].

Для расходных штабелей, не предназначенных для длительного (более 15 дней) хранения, можно не предусматривать каких-либо мероприятий против самовозгорания. При длительном хранении угля наиболее надежным средством против самовозгорания является укатка, препятствующая проникновению воздуха внутрь штабеля и его увлажнению.

Угли второй группы при хранении более 2 мес. должны укладываться в штабель послойно с толщиной слоя 1,5—2,0 м и последующей укаткой каждого слоя.

Вся поверхность штабеля, включая боковые откосы, тщательно укатывается. Наилучшая укатка штабеля достигается специальными катками. Для укатки боковых откосов необходимо применение прицепных катков.

В процессе хранения угля должен вестись систематический контроль за поведением топлива в штабеле. Для измерения внутренней температуры в штабелях угля устанавливаются железные трубы диаметром не менее 25 мм. Трубы устанавливают по верхнему основанию штабеля, у откосов штабеля и по средней линии откосов. Расстояние между трубами зависит от марки угля и принимается для антрацитов не менее 25 м и для бурых углей не более 4—6 м.

Опасным очагом самовозгорания считается участок штабеля с темпе-

ратурой $+60^{\circ}\text{C}$ и выше. При появлении очагов нагревания угля следует тщательно уплотнить поверхность над очагом нагревания. В качестве изолирующего покрытия целесообразнее применять мелочь того же угля, который заложен в штабель. Если температура топлива после принятых мер все же будет превышать $+60^{\circ}\text{C}$, очаг нагретого угля необходимо из штабеля изъять, заложив уголь той же марки с утрамбовкой.

Кусковой и фрезерный торф по условиям пожарной безопасности укладывают в отдельные караваны длиной не более 125 м, шириной не более 30 м и высотой не более 7 м. Расстояние между караванами не менее 5 м.

При хранении на складе топливо подвергается физико-химическим изменениям: увеличивается его влажность, уменьшается теплота сгорания. Основной потерей (до 0,5—3,5 %) является снижение теплоты сгорания из-за самонагревания и самовозгорания топлива.

Для приема и укладки топлива в штабели, а также его выдачи склады оборудуются различными механизмами, которые определяют схему склада.

Тип и количество складских механизмов принимают, исходя из вида и марки топлива, часового расхода топлива, требуемой емкости склада. На всех складах, оборудованных кранами, целесообразно в качестве вспомогательных механизмов предусматривать бульдозеры. При подаче угля на склад и со склада автомобильным транспортом с помощью самосвалов схема склада упрощается, так как погрузка и разгрузка автомобилей могут осуществляться в любой точке склада. При оборудовании склада бульдозерами уголь, как и при канатных скреперных установках, из приемного устройства подается в первичный штабель, из которого бульдозерами распределяется по основному штабелю. При подаче со склада уголь подается бульдозерами в подземный приемный бункер, соединенный с основной системой топливоподачи. В последнее время бульдозеры на складах топлива почти полностью вытеснили канатные скреперные установки. Бульдозеры могут также применяться и для непосредственной подачи угля от разгрузочной эстакады в штабель.

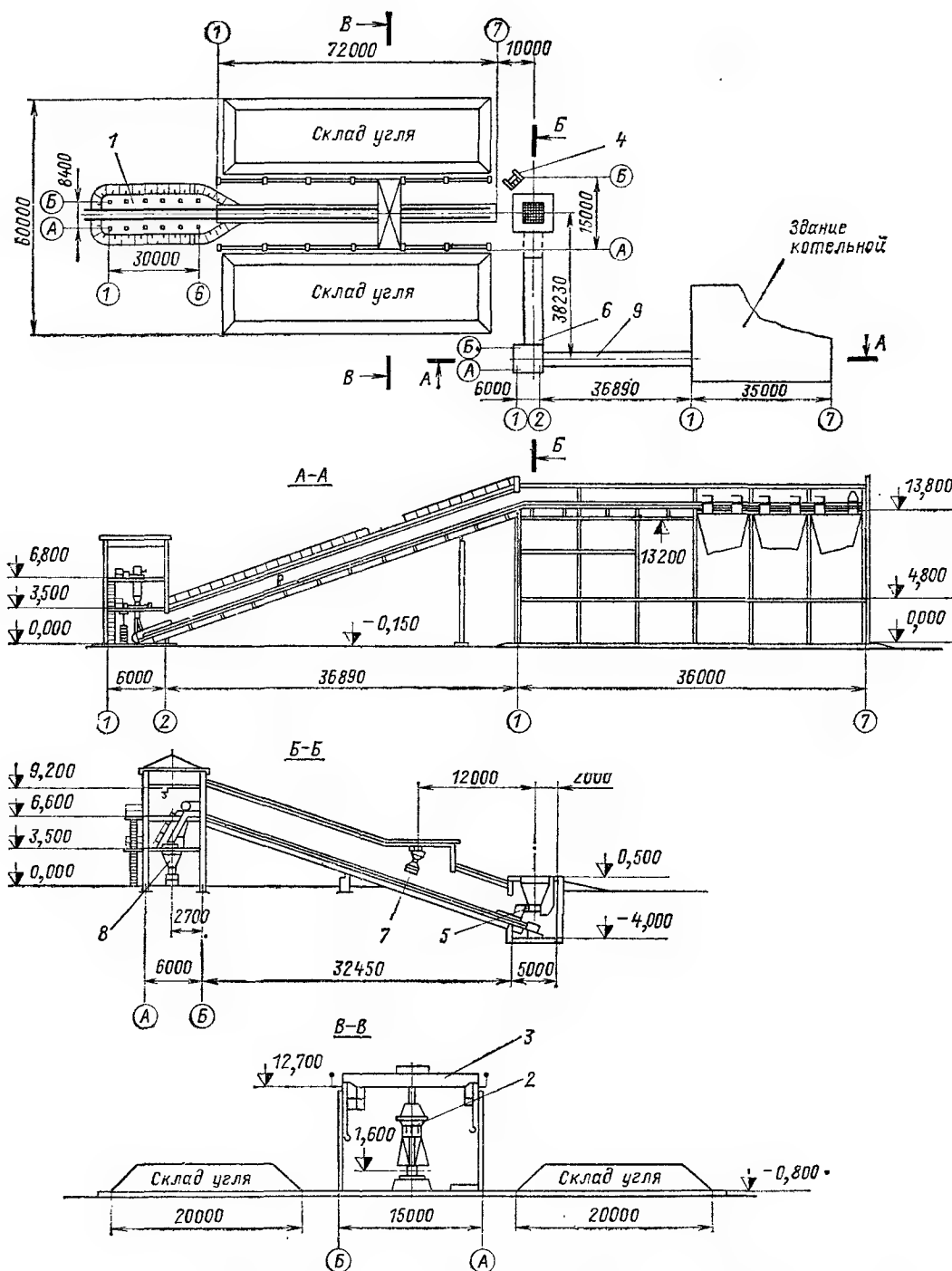


Рис. 7.1. Компонсовка склада топлива и топливоподачи для котельной с котлами КВ-ТС-20.

1 — люкоподъемник; 2 — виброразгрузчик; 3 — кран мостовой электрический; 4 — бульдозер; 5 — питатель качающийся; 6 — конвейер ленточный № 1; 7 — сепаратор подвесной электромагнитный; 8 — дробилка двухвалковая зубчатая; 9 — конвейер ленточный № 2.

Количество рабочих механизмов на складе выбирают с таким расчетом, чтобы при выходе из работы одного из них оставшиеся обеспечили погрузочно-разгрузочные работы при расчетной пропускной способности склада. Для подачи твердого топлива со склада в котельную применяются главным образом ленточные конвейеры с текстильной прорезиненной лентой.

Основным элементом ленточного конвейера является замкнутая (бесконечная) лента, выполняющая функции тягового и несущего органа.

На рис. 7.1 приведена компоновка склада топлива и топливоподачи с ленточными конвейерами для котельной с котлами КВ-ТС-20.

Один из барабанов (головной) приводит ленту в движение. Топливо можно выгрузить с конвейера в любом месте специальными разгрузочными устройствами. Верхняя рабочая ветвь ленты при расположении на роликоопорах может иметь плоскую или желобковую форму. Ширина ленты устанавливается в зависимости от формы, производительности, насыпной массы топлива и принятой скорости конвейерных лент. Скорость ленты не превышает 1—2 м/с и определяется в зависимости от вида топлива, ширины ленты и способа разгрузки. Угол наклона конвейеров не должен превышать для рядового угля 18° , для дробленого угля и фрезерного торфа — 20 — 21° .

Ленточные конвейеры в районах с холодным климатом устанавливаются в закрытых галереях, в которых зимой поддерживается температура не ниже $+5^\circ\text{C}$. Внутренняя высота галереи проектируется не менее 2,2 м. Между ленточными конвейерами выполняется продольный проход шириной не менее 1 м. Ширина проходов между транспортером и стенкой галереи для обслуживания и ремонта принимается 0,7 м. Допускается уменьшение боковых зазоров до 0,35 м на длине не более 1500 мм [9].

В небольших котельных ленточные транспортеры не находят широкого применения, так как их высокая производительность не может быть эффективно использована. Вместо ленточных конвейеров в таких котельных для транспорта топлива широко применяются электротельферы, элеваторы и скиповые подъемники. Электротельферы изготавливаются грузоподъемностью от 0,5 до 5,0 т. Подвесные дороги с вагонетками, имеющими механизм передвижения с электроприводом, применялись в основном в топливоподачах малой производительности. При таких схемах топливоподачи топливо доставлялось со склада в специальных вагонетках (кюбелях), после чего они снимались тельферами

и подавались для разгрузки в соответствующий котельный бункер. Недостатком схемы является необходимость применения ручного труда, так что подобные топливоподачи в последнее время не находят применения.

Ковшовые элеваторы применяются в топливоподачах котельных с небольшой территорией. Стоимость ковшовых элеваторов значительно меньше стоимости ленточных конвейеров. Промышленностью выпускаются цепные элеваторы тихоходного и быстроходного типа. Производительность элеватора при емкости ковшей в 16 л и скорости 0,4 м/с составляет $85\text{ м}^3/\text{ч}$. Вертикальные ковшовые элеваторы типа ЦБ конструкции Союзпроммеханизации выпускаются с ковшами трапециевидной формы шириной от 350 до 600 мм и производительностью от 45 до $145\text{ м}^3/\text{ч}$. Высота подъема таких элеваторов достигает 30 м.

Вертикальные тихоходные элеваторы обычных типов плохо работают на влажном топливе, особенно в зимнее время. Требуется периодическая очистка ковшей и башмака. Элеваторы быстроходного типа на влажных топливах работают лучше тихоходных. Разгрузка ковшей быстроходных элеваторов осуществляется над верхним барабаном элеватора под действием силы тяжести и центробежной силы. Скорость движения элеватора около 1,0—1,25 м/с.

Ковшовые элеваторы требуют строгого ограничения размера кусков топлива и равномерного питания. Раздача топлива по бункерам котлов в случаях применения ковшовых элеваторов производится горизонтальным ленточным конвейером.

Скиповые подъемники могут применяться в топливоподачах для вертикального или наклонного транспорта топлива и для распределения топлива по бункерам котлов. На рис. 7.2 показана схема топливоподачи со скиповым подъемником.

Подача угля со склада в приемный бункер подъемника осуществляется автосамосвалами или автопогрузчиками. Скиповый подъемник представляет собой автоматически нагружаемый и разгружаемый ковш емкостью 0,5; 0,75; 1,0 или $1,5\text{ м}^3$, перемещающийся по вертикальным, наклонным или горизонтальным направляющим при помощи электролебедки. При работе скипового подъемника неизбежны просыпания топлива при погрузке и необходимость периодической ручной очистки пола под-

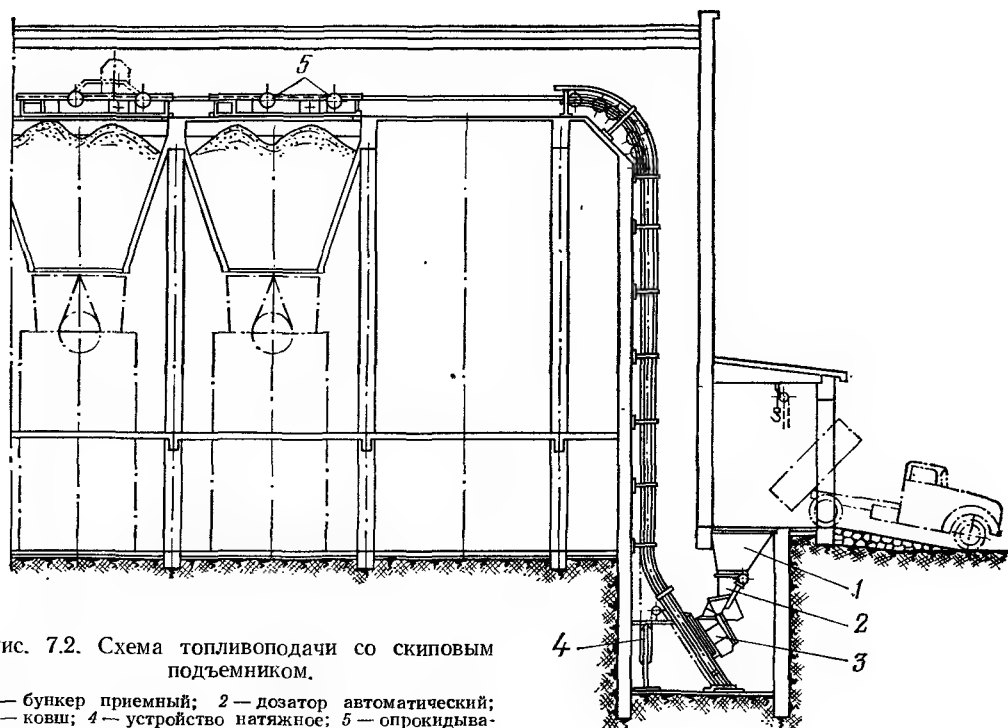


Рис. 7.2. Схема топливоподачи со скиповым подъемником.

1 — бункер приемный; 2 — дозатор автоматический; 3 — ковш; 4 — устройство натяжное; 5 — опрокидыватель ковша.

бункерного помещения. Производительность подъемников составляет в зависимости от способа загрузки ковша, емкости ковша и длины котельной от 5 до 25 т/ч.

Выбор режима работы системы топливоподачи играет существенную роль в стоимости транспортирования топлива. В котельных установках малой производительности целесообразно уменьшать число часов работы оборудования топливоподачи.

В каждом случае вопрос о выборе количества рабочих смен должен быть решен на основании технико-экономических соображений.

Расчетная часовая производительность тракта топливоподачи котельной определяется, исходя из максимального суточного расхода топлива котельной, числа часов работы топливоподачи в сутки, но должна быть не менее максимального часового расхода топлива котельной. Бесперебойность подачи топлива к котлам обеспечивается созданием достаточного запаса топлива в бункерах котлов и установкой резервного транспортирующего оборудования.

Емкость топливных бункеров котлов и соответствующий режим работы топливоподачи определяется на основании сравнения технико-экономических показателей возможных вариан-

тов. Запас угля в бункерах каждого котла принимается:

при работе топливоподачи в одну смену — не менее чем на 18 ч работы;

при работе в две смены — на 10 ч работы и более;

при работе в три смены — менее чем на 10 ч работы при максимальной производительности, но не менее чем на 3 ч [9].

При двухниточной системе топливоподачи часовая производительность каждой нитки принимается равной расчетной часовой производительности тракта топливоподачи.

На рис. 7.3 показана схема топливоподачи для крупных котельных с водогрейными (КВ-ТК-100) и паровыми (К-50-14) котлами.

В состав комплекса топливоподачи входят следующие объекты: размораживающее устройство, приемно-разгрузочное отделение, склад угля (по особому требованию принят 30-дневный запас), дробильное отделение, надбункерная галерея и галереи наклонных ленточных конвейеров.

Поступающие маршруты с углем разбиваются на подачи, которые поочередно поступают на разгрузку. Максимальное количество вагонов в подаче — 14 шт. При необходимости полувагоны направляются в размораживающее устройство и далее подаются на два параллельных пути приемно-разгрузочного отделения. С помощью маневровых устройств полувагоны

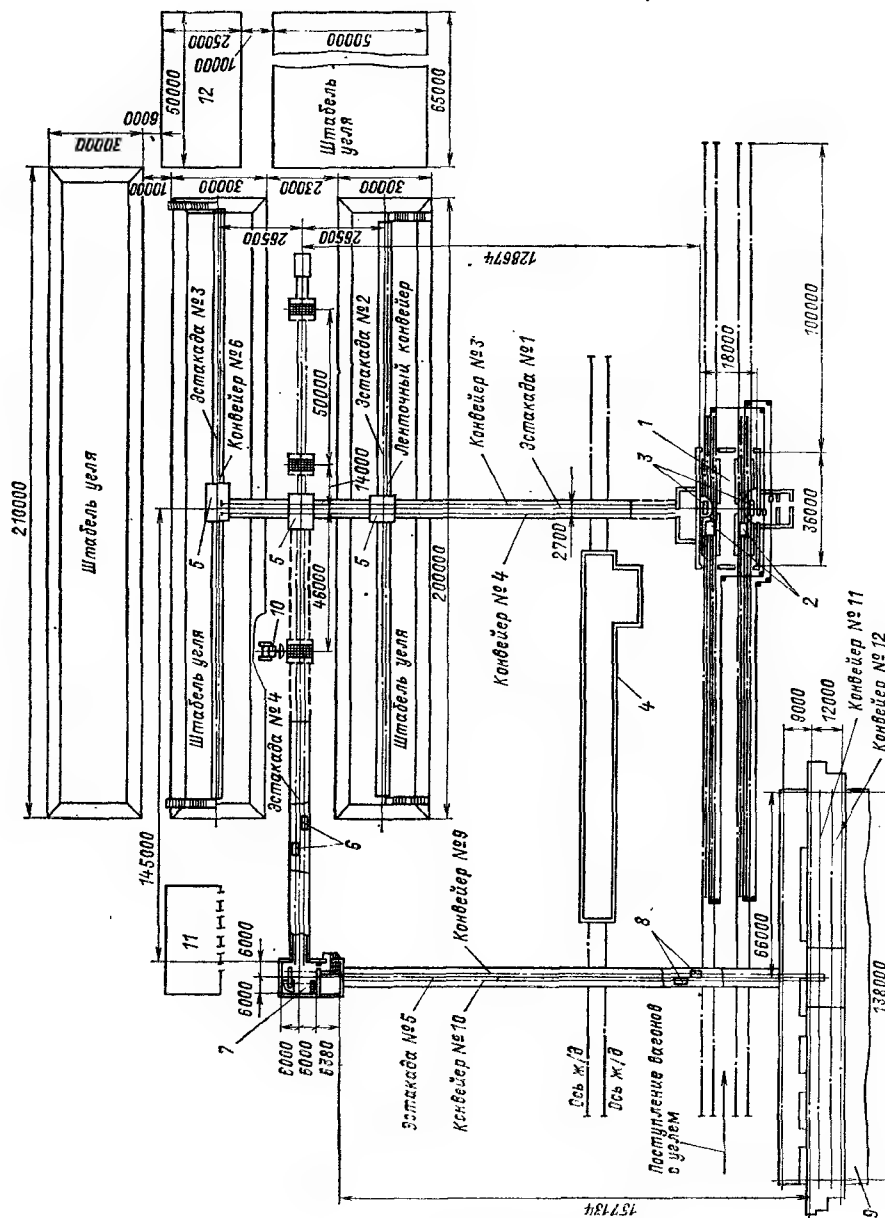


Рис. 7.3. Компонировка склада топлива и топливозоподачи для котельной с котлами КВ-ТК-100 и К-50-14.

1 — разгрузочное отделение; 2 — выборочно-разгрузчик; 3 — дробильно-фрезерная машина; 4 — размолаживающее устройство; 5 — узел перекачки топлива; 6 — электромагнитный сепаратор; 7 — дробильное отделение; 8 — весы автоматические; 9 — котельная; 10 — бульдозер; 11 — стоянка бульдозеров; 12 — площадка для охлаждения угля.

устанавливаются над приемными бункерами. После открытия люков полувагонов уголь высыпается в бункера.

Отделение оборудуется виброразгрузчиком ДП6С для механизированной выгрузки и зачистки полувагонов. Закрывание люков полувагонов после их разгрузки производится с помощью люкоподъемников. Для дробления крупных кусков угля на решетках приемных бункеров применены передвижные дробильно-фрезерные машины конструкции Уральского отделения Союзтехэнерго. Мощность приемно-разгрузочного устройства составляет 450—500 т/ч.

Из приемных бункеров уголь подается на ленточные транспортеры (№ 3 и 4) пластинчатыми конвейерами типа УПК-12.

Конвейерами № 3 и 4 уголь транспортируется по галерее (эстакаде) № 1 на передвижные ленточные конвейеры № 5 и 6, установленные в надштабельных галереях № 2 и 3.

На расходном складе угля передвижные ленточные конвейеры № 5 и 6 отсыпают открытые штабеля угля, бульдозеры формируют и укатывают их. Емкость каждого из двух штабелей принята равной 21 000 т угля. Дополнительно предусмотрено хранение резервного угля в штабеле емкостью 33 000 т. Общая емкость склада составляет 75 000 т угля. Со склада в дробильное отделение уголь транспортируется ленточными конвейерами № 7 и 8. Конвейеры загружаются бульдозерами через приемные бункера с качающимися питателями. В дробильном отделении установлены грохоты и молотковые дробилки.

Из дробильного отделения ленточными конвейерами № 9 и 10 уголь передается на реверсивные передвижные ленточные конвейеры № 11 и 12, загружающие бункера котлов через воронку с приводным шибром. Загрузка бункеров котлов производится поочередно по минимальному уровню загрузки бункера. Все технологические процессы описанного выше проекта топливоподачи максимально автоматизированы. Конвейеры № 7 и 8 оснащены подвесными электромагнитными сепараторами и электромагнитными шкивами для отделения металлических частиц.

На ленточных конвейерах № 9 и 10 установлены автоматические весы ЛТМ-1М и пробоотборник системы ВТИ. Топливоподача рассчитана на производительность 250—300 т/ч.

7.3. ПОДГОТОВКА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА К СЖИГАНИЮ

В слоевых механических топках рядовое топливо сжигается удовлетворительно при содержании кусков размером более 20 мм, не более 5 % мелочи 0—6 мм — менее 30 % и пыли — до 2,5 %. Наиболее рационально на решетках сжигать топливо, прошедшее грохочение и не содержащее пыли и частиц с размером 0—2 мм.

При слоевом сжигании твердого топлива сырой уголь из бункеров перед котлами поступает через специаль-

ные питатели и забрасыватели в топку котлов. При камерном способе сжигания топливо после дробилок идет в бункера сырого угля, из которых через питатели поступает в системы пылеприготовления.

Процесс получения угольной пыли состоит из сушки и размола топлива. Сушка топлива в процессе размола улучшает условия дробления топлива и транспорта его при перемещениях в системе пылеприготовления. Размол угля производится до определенного размера частиц — тонкости помола. Тонкость помола R_{90} характеризуется остатком угольной пыли после сепаратора пылеприготовительной системы на сите 90 мкм. Остаток устанавливается в зависимости от выхода летучих V_r и зольности и лежит в пределах $R_{90} = 7 \div 26 \%$ [30].

Выбор схемы пылеприготовления и типа мельницы зависит от свойств топлива: коэффициента размолоспособности, начальной влажности, требуемого съема влаги, выхода летучих, содержания в топливе колчеданной серы, зольности. Выбор и расчет систем пылеприготовления выполняются согласно [24, 29, 30] с применением индивидуальных схем замкнутого и разомкнутого типа. При первом типе пылеприготовительной системы вся влага, содержащаяся в сыром рабочем топливе, поступает в топочную камеру, при втором — часть влаги рабочего топлива сбрасывается за пределы котла.

В отопительных и производственных котельных системы пылеприготовления разомкнутого типа обычно не применяются.

На рис. 7.4 изображены упрощенные схемы приготовления пыли в индивидуальных замкнутых системах: с молотковой мельницей, с мельницей-вентилятором, со среднеходной мельницей и с шаровой барабанной мельницей.

На каждой из схем стрелками показано направление движения топлива, воздуха, сушильных газов из топочной камеры и пылевоздушной смеси.

Из рис. 7.4 видно, что замкнутые схемы пылеприготовления могут быть оборудованы различными типами мельниц, а сушка топлива осуществляется горячим воздухом или смесью его с топочными газами для получения высоких (больше 500 °С) начальных температур сушильного агента, необходимых при сжигании влажных топлив.

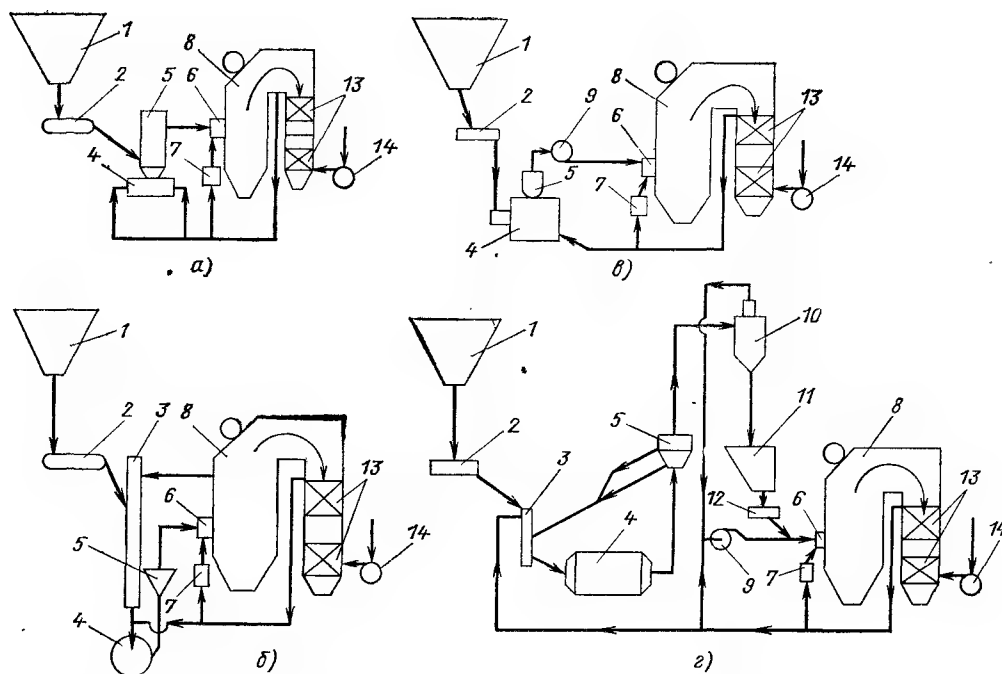


Рис. 7.4. Замкнутые индивидуальные схемы приготовления пыли твердого топлива.

а — с молотковыми мельницами и сушкой топлива горячим воздухом; б — с мельницей-вентилятором и сушкой дымовыми газами из топочной камеры; в — со среднеходной мельницей и сушкой горячим воздухом; г — с шаровой барабанной мельницей и сушкой горячим воздухом; 1 — бункер сырого топлива; 2 — питатель сырого топлива; 3 — шахты для подсушки топлива; 4 — мельница; 5 — сепаратор; 6 — горелка; 7 — короб горячего воздуха; 8 — котельный агрегат; 9 — мельничный вентилятор; 10 — циклон; 11 — промежуточный бункер для готовой пыли; 12 — питатель пыли; 13 — воздухоподогреватель; 14 — дутьевой вентилятор.

Молотковые мельницы измельчают топливо за счет ударов бил, вращающихся со скоростью нескольких десятков метров в секунду, и ударов топлива о броню и о частицы самого топлива. Молотковые мельницы применяются для размола каменных углей и продуктов их обогащения при большом выходе летучих, бурых углей, сланцев и фрезерного торфа. Наиболее изнашиваемой деталью являются била, длительность работы которых лежит в пределах от 200 до 1000 ч. Удельный расход электроэнергии на разمول и транспорт пыли в системах с молотковыми мельницами зависит от вида топлива и составляет от 4 до 16 кВт·ч/т топлива.

Мельница-вентилятор размалывает топливо за счет его удара о лопасти ротора и броню кожуха. Топливо до входа в мельницу проходит через шахту, в которую засасываются дымовые газы из топочной камеры самой мельницей-вентилятором. В шахте топливо подсушивается и затем поступает вместе с горячим воздухом и газами на разمول.

Мельница-вентилятор не требует установки дутьевого вентилятора для транспортировки топливной пыли, так как создает напор 200—300 кгс/м². Эти мельницы применяются при высокой влажности топлива — фрезерного торфа, бурых углей, лигнитов, отходов мокрого обогащения каменных углей с высоким коэффициентом размолоспособности. Срок службы размалывающих лопаток для мельниц-вентиляторов примерно одинаков с длительностью работы бил молотковых мельниц, удельный расход электроэнергии 7—15 кВт·ч/т топлива.

Среднеходные мельницы, в ко-

торых топливо за счет центробежной силы перемещается к краям размольного стола, попадает под прижатые, катящиеся по нему валки и размалывается за счет раздавливания и истирания отдельных частиц, применяются для размола сухих, малозольных каменных углей и полуантрацитов.

Пыль из мельницы выносится в сепаратор воздухом, поступающим под размольный стол, а затем через щели по его окружности — в объем корпуса, готовая пыль из сепаратора выносится в горелки тем же воздухом, для чего на одном валу с мельницей установлен вентилятор с плоскими лопатками. По конструкции среднеходные мельницы сложнее молотковых. Расход электроэнергии на разمول и транспортировку пыли у этих мельниц для разных топлив лежит в пределах от 18 до 24 кВт·ч/т топлива.

Шаровые барабанные мельницы (ШБМ), в которых топливо измельчается падающими при вращении барабана шарами, используются в крупных котельных для размола забалластированных породой и колчеданом топлив с низким коэффициентом размолоспособности. Пыль из мельницы выносится воздухом, засасываемым через горловины и корпус, в сепаратор; отделившаяся в нем пыль с воздухом поступает в циклон, где пыль отделяется и ссыпается в специальный (промежуточный) бункер, как это изображено на рис. 7.4, г. Шары по мере износа могут быть заменены при работе мельницы. Расход электроэнергии на разمول и транспорт пыли в установках с шаровыми барабанными мельницами составляет от 20 до 40 кВт·ч/т топлива.

7.4. ДОСТАВКА МАЗУТА И ПОДГОТОВКА К СЖИГАНИЮ

В качестве жидкого топлива для паровых и водогрейных котлов применяются топочные мазуты с повышенной вязкостью и большим содержанием серы — до 3,5 %. Мазут используется в качестве основного топлива, когда газ является буферным топливом в периоды сезонных его избытков, или резервного, когда основным топливом является природный газ, а мазут используется только в зимние месяцы. Мазут может также использоваться в качестве аварийного топлива при непродолжительном прекращении подачи газа, когда в качестве основного вида топлива используется газ, и растопочного, когда основным является твердое топливо. Мазут служит для растопки и «подсвечивания» топок при пылевидном сжигании низкосортного твердого топлива.

Доставка мазута осуществляется, как правило, по железной дороге. Только для небольших котельных проектируется устройство для приема мазута из автоцистерн. При доставке автомобильным транспортом мазут перевозится в разогретом состоянии.

Для доставки мазута по железной дороге комплекс мазутного хозяйства состоит из следующих сооружений и устройств: подъездные железнодорожные пути; сливная эстакада с промежуточной емкостью; мазутная насосная с размещением в ней насосов, электрических щитов и бытовых помещений; мазутохранилище с железобетонными или металлическими резервуарами; коммуникации между емкостями мазута, насосной и котельной; установка для сбора конденсата; очистные устройства сточных вод; устройства для приема, хранения и ввода в мазут жидких присадок.

Слив жидкого топлива из железнодорожных цистерн в приемные лотки, как правило, предусматривается самотеком через нижний сливной прибор цистерны.

Длина фронта слива мазута должна обеспечивать одновременный слив из цистерн, ко-

личество которых определяется по формуле

$$n = \frac{BK}{50n_1},$$

где B — суточный расход топлива, т/сут; $K = 1,2$ — коэффициент запаса; $n_1 = 2-3$ — число ставок железнодорожных вагонов в сутки; 50 — емкость железнодорожных цистерн, т.

Время слива одной ставки железнодорожных цистерн емкостью 50—60 т определяется «Правилами перевозок грузов МПС».

При разогреве и сливе вязких нефтепродуктов в холодное время года время обработки ставки цистерн с мазутом марки М-100 равно 10 ч, в остальное время года — 2 ч.

Под сливом подразумеваются все операции по установке цистерн, заправке греющих приборов, разогреву и сливу мазута, пропарке цистерн, сдаче зачищенных цистерн и подготовке их к отправке. Сливное устройство состоит из сливных самотечных лотков, встроенных в железнодорожную эстакаду, мостика для обслуживания железнодорожных цистерн паровыми греющими устройствами, сборных поперечных лотков и приемной емкости, перекачивающих насосов, как правило, погружного типа, устанавливаемых непосредственно на перекрытии емкости.

Лотки должны быть оборудованы трубной системой для подогрева принимаемого мазута паром или горячей водой.

Для обеспечения нормального слива необходим подогрев мазута в цистернах до 40—60 °С. Имеется ряд способов разогрева и слива мазута. В настоящее время основным является способ разогрева мазута открытым паром, когда при помощи специальных устройств (пик) пар давлением 6—12 кгс/см² подается в цистерны с мазутом.

Недостатками такого способа разогрева мазута являются значительное обводнение мазута (иногда до 10 %), значительные расходы пара и разбрызгивание мазута при его сливе.

Для предварительных расчетов рекомендуется принимать следующие расходы пара давлением 6—12 кгс/см² и температурой 220—250 °С:

Разогрев, слив и зачистка 10 железнодорожных цистерн емкостью 60 т	7,65 т/т (или 85—120 кг/т)
Сливные лотки — на 10 м двухпутной эстакады	0,10 т/ч
Приемная емкость:	
200 м ³	0,80 т/ч
400 м ³	1,20 т/ч
Разогрев мазута в мазутных подогревателях	0,43—0,46 т/ч

Для обеспечения надежного стока мазута по лоткам к приемной емкости необходим уклон лотков в пределах от 0,65 до 1 %. Сливные лотки выполняются из монолитного железобетона или небольших бетонных блоков.

Чтобы исключить возможность утечки мазута и создать хорошие условия его подогрева в лотках, рекомендуется оборудовать лотки внутренней металлической обшивкой из листовой стали толщиной 3—4 мм и трубной системой греющего пара.

Выбор объемов промежуточных емкостей должен выполняться исходя из условий соблюдения установленного МПС нормативного времени.

Рекомендуются к применению приемные резервуары мазута емкостью 100, 250, 500 и 750 м³.

Количество и производительность погружных перекачивающих насосов принимаются из условия получения минимального остатка мазута в лотках и промежуточных емкостях в конце периода слива. Одновременно находятся в работе 50 % установленных насосов. Нормативный запас мазута в резервуарах мазутохранилища должен соответствовать [9] и зависит от назначения мазутного хозяйства и способа доставки мазута на площадку котельной. Емкость хранилищ мазута для котельных рассчитывается:

на 10-суточный расход — при доставке по железной дороге в случае, когда мазут является основным или резервным видом топлива;

на 5-суточный расход — при доставке автомобильным транспортом;

на 3-суточный расход, если мазут является аварийным видом топлива;

на 2-суточный расход — при доставке мазута по трубопроводам.

Если мазут используется только для растопки котлов, то необходимо устанавливать два резервуара емкостью по 100 т при теплопроизводительности котельной ≤ 100 Гкал/ч или по 200 т при теплопроизводительности более 100 Гкал/ч.

Суточным расходом называется расход мазута всеми рабочими паровыми котлами, кроме резервных, из расчета работы с номинальной нагрузкой и водогрейными котлами при работе всех установленных котлов в течение 24 ч при средней температуре за самый холодный месяц.

При проектировании мазутных складов должны применяться типовые проекты подземных и наземных железобетонных резервуаров.

К подземным относятся также резервуары, сооружаемые на поверхности земли и имеющие обсыпку не менее чем на 0,2 м выше допускаемого наивысшего уровня жидкости в резервуаре. Ширина обсыпки резервуара должна быть не менее 3 м.

Металлические резервуары для хранения мазута рекомендуется применять в местах, где обеспечиваются требуемые нормами минимальные расстояния от резервуаров до ближайших зданий и сооружений. Эти расстояния зависят от общей емкости складов и принимаются согласно требованиям СНиП II-М.1-71*.

Необходимо отметить, что общие капитальные вложения в строительство складов мазута с металлическими резервуарами примерно на 10—20 % меньше капитальных вложений в строительство складов с железобетонными резервуарами. Для наземных металлических топливохранилищ должна предусматриваться тепловая изоляция. Количество резервуаров в мазутохранилище, как правило, должно быть не менее двух.

Надежная работа мазутных насосов обеспечивается при вязкости мазута не более 25° ВУ, что соответствует температуре подогрева мазута например, марки 100 до 60—75 °С.

Рекомендуется проверенный в эксплуатационных условиях метод циркуляционного подогрева мазута в резервуарах. При этом способе разогрева мазут забирается из нижней части резервуара, подается насосами через подогреватели, расположенные вне резервуаров и далее направляется обратно в резервуар через специальный коллектор с насадками, который размещается на дне резервуара. Подача подогретого мазута на уровень мазута, находящегося в резервуаре, не допускается.

На рис. 7.5 приведена схема трубопроводов мазутного хозяйства с двумя резервуарами емкостью по 5000 м³. В данной схеме и в схемах других типовых решений складов мазута в качестве основного принят описанный выше метод циркуляционного подогрева с одновременным перемешиванием мазута при помощи сопел на кол-

лекторе подачи топлива в резервуарах.

Схема внутренней рециркуляции предусматривает возможность обратной подачи мазута в резервуары помимо подогревателей. Предельно допустимая температура подогрева мазута марки 100 в резервуарах принимается равной 80°C . Температура мазута в резервуарах, находящихся в режиме «холодного» хранения, не должна быть менее $10\text{--}25^{\circ}\text{C}$, в зависимости от марки мазута. Для подачи мазута к форсункам котлов в насосной устанавливаются специальные мазутные насосы. Производительность всех рабочих насосов определяется с учетом рециркуляции и составляет примерно $110\text{--}120\%$ фактического часового расхода топлива при работе всех котлов.

Насосы, как правило, устанавливаются с электрическим приводом, и только в отдельных случаях допускается применение насосов с паровым приводом.

При проектировании мазутонасосных следует учесть: давление мазута у форсунок паровых котлов, как правило, принимается $25\text{--}35\text{ кгс/см}^2$, у форсунок водогрейных котлов конструкции ПТВМ — до 25 кгс/см^2 , а водогрейных котлов, оборудованных ротационными горелками, — до $2\text{--}5\text{ кгс/см}^2$, вязкость мазута у форсунок должна быть не более 3°ВУ ; температура мазута на выходе из насосной определяется исходя из условий обеспечения необходимой вязкости мазута у форсунок и с учетом потерь температуры по трассе, равных $1,0\text{--}1,5^{\circ}\text{C}$ на каждые 100 м .

Подогрев мазута марки 100 в подогревателях насосной допускается до температуры $130\text{--}135^{\circ}\text{C}$ при давлении $25\text{--}35\text{ кгс/см}^2$ и до температуры $100\text{--}110^{\circ}\text{C}$ при давлении $2\text{--}5\text{ кгс/см}^2$.

Для защиты насосов от попадания в них посторонних предметов (металла, дерева, резины и пр.) на всасывающих линиях устанавливаются защитные грубые фильтры. Мазутные форсунки котлов должны быть защищены от мелких включений установкой фильтров с мелкой сеткой — до 40 отверстий на 1 см^2 . Эти фильтры получили название тонких фильтров. Фильтры и подогреватели мазута должны быть обеспечены линиями продувки и дренажа.

Для осуществления самоочистки подогревателей должна быть предусмотрена возможность пропуска через них примерно удвоенного количества мазута.

Эксплуатация подогревателей и трубопроводов для высокосернистого мазута, содержащего жидкие присадки ВНИИНП, показывает, что поверхности нагрева подогревателей и стенки трубопроводов после продувки всегда чистые, без отложений кокса нефтепродуктов. Возврат мазута из линии рециркуляции котельной обычно направляется в резервуары мазутохранилища. Дренаж от продувок фильтров и трубопроводов насосной, загрязненный мазутом, направляется в дренажный приемок насосной, откуда перекачивается в резервуары. Для крупных мазутных складов сооружается специальная емкость для сбора загрязненных дренажей.

Мазутные насосные могут работать по одноступенчатой схеме подачи мазута в котельную: резервуар — фильтр грубой очистки — насос — подогреватель — фильтр тонкой очистки — форсунки котла — или по двухступенчатой схеме: резервуар — фильтр грубой очистки — насос первого подъема — подогреватель — фильтр тонкой очистки — насос второго подъема — форсунки котла.

Принципиальная схема компоновки всего мазутного хозяйства представлена на рис. 7.6. Как видно из рис. 7.5 и 7.6, в данном проекте применена одноступенчатая схема подачи мазута в котельную. При такой схеме все оборудование, предназначенное для подогрева и подачи мазута к потребителю, должно быть рассчитано на давление, требуемое перед форсунками котлов. При выполнении расчетов и выборе оборудования необходимо учитывать сопротивление мазутопроводов до котельной.

Двухступенчатая схема подачи мазута применяется только для крупных мазутных хозяйств. В этом случае в насосной устанавливаются две группы основных насосов, работающих последовательно. Первая группа насосов, фильтры и подогреватели работают с давлением примерно $5\text{--}6\text{ кгс/см}^2$. Давление мазута после насосов второй ступени равно примерно 35 кгс/см^2 .

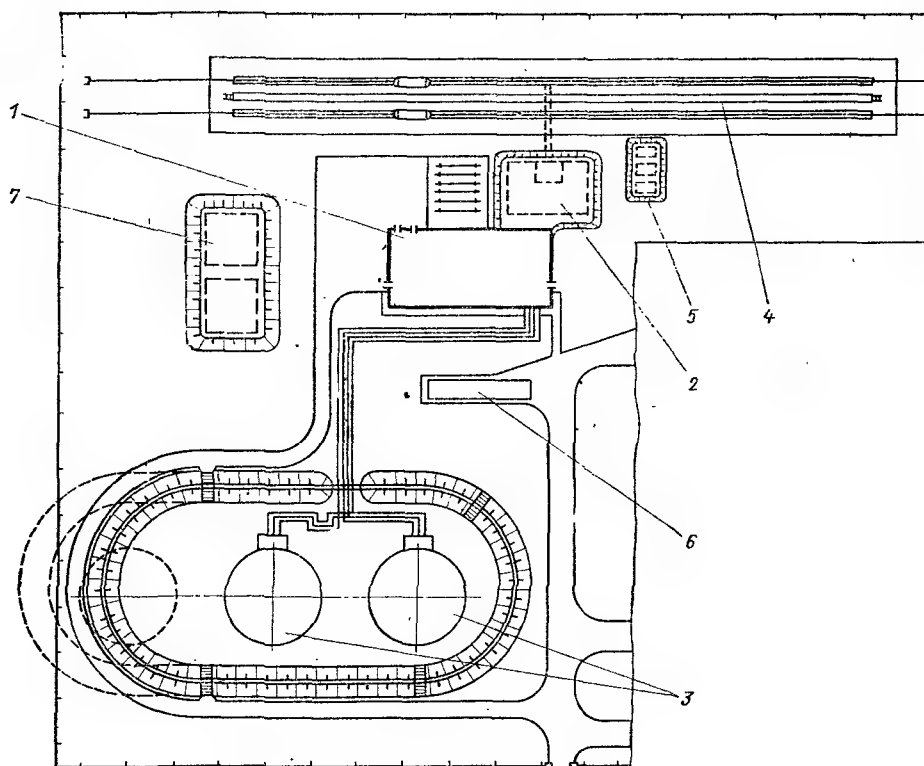


Рис. 7.6. Принципиальная схема компоновки мазутного хозяйства.

1 — мазутонасосная; 2 — приемная емкость; 3 — резервуар наземный металлический емкостью 5000 м³; 4 — железнодорожная эстакада мазутопровода на 2×12 вагонов-цистерн; 5 — резервуар подземный металлический для жидких присадок емкостью 25 м³; 6 — очистные сооружения загрязненных стоков; 7 — резервуар подземный железобетонный для воды на нужды пожаротушения емкостью 500 м³.

При установке арматуры на трубопроводах должна учитываться возможность ее ремонта без выключения из работы мазутного хозяйства. В соответствии с нормами технологического проектирования количество основных насосов должно быть не менее трех, из них два рабочих. Количество устанавливаемых фильтров и подогревателей, с учетом одного резервного комплекта, определяется принятой расчетной подачей насосов.

При выполнении компоновки оборудования мазутных хозяйств необходимо учесть следующее: металлические или железобетонные резервуары, как правило, должны быть установлены на поверхности земли (или частично заглублены); подогреватели мазута устанавливаются вне зданий насосной на открытых площадках; насосы и основная арматура трубопроводов устанавливаются в насосной; прокладка мазутопроводов выполняется с уклоном их в пределах от 0,003 до 0,005; помещение насосной оборудуется подвесной ручной кран-балкой.

Для небольших отопительных котельных с водогрейными котлами допускается применение установок для разогрева мазута горячей водой.

При доставке разогретого мазута от базовых складов до склада мазута на территории котельной используется специальный автомобильный транспорт. Схема трубопроводов мазутного хозяйства с двумя резервуарами емкостью по 500 м³ показана на рис. 7.7.

Теплоносителем для разогрева мазута в теплообменниках служит вода с температурой 130—150 °С.

Мазут самотеком из приемного устройства поступает в резервуары. Далее насосы первой ступени подают мазут на водомазутные подогреватели, в которых он подогревается до 90—100 °С. Подогретый мазут поступает в насосы второй ступени, которые направляют мазут с давлением до 25 кгс/см² по трассе в котельную. Недостатком такой схемы подогрева мазута является отсутствие возможности подогрева топлива до 120—130 °С.

Для подачи мазута от насосной мазутного хозяйства в котельную прокладываются мазутопроводы. Обычно параллельно с ними прокладываются

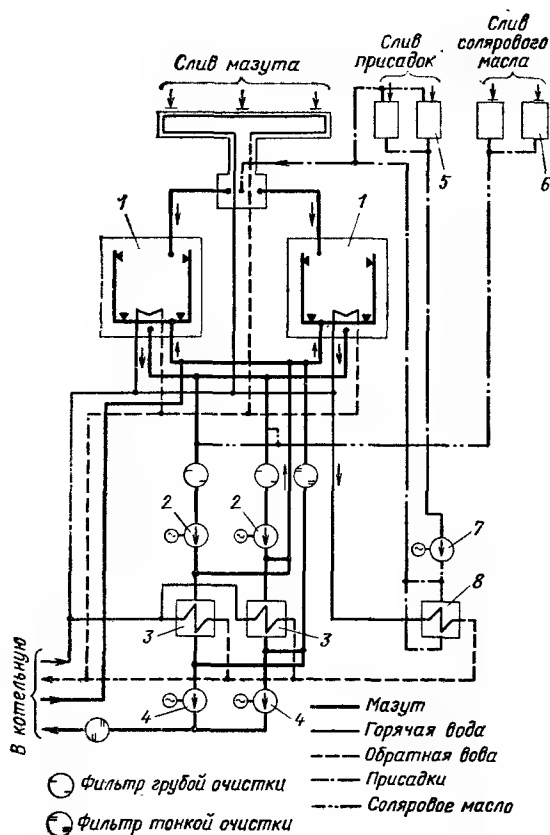


Рис. 7.7. Схема трубопроводов мазутного хозяйства.

1 — резервуар мазута; 2 — насос первой ступени; 3 — подогреватель водомазутный; 4 — насос второй ступени; 5 — резервуар для присадок; 6 — резервуар солярового масла; 7 — насос-дозатор присадки; 8 — подогреватель присадки.

паропроводы для подачи пара из котельной к мазутному хозяйству.

Для крупных производственных и отопительных котельных, где мазут является основным топливом, укладываются две нитки напорных мазутопроводов и один трубопровод для рециркуляции мазута.

Каждый подающий мазутопровод рассчитывается на подачу 75% расчетной производительности системы с учетом рециркуляции.

Скорость движения мазута для выбора диаметра трубопроводов принимается до 1,4—2,0 м/с. Скорость пара в паропроводах принимается 40—60 м/с, конденсата — 1,3—2,0 м/с. Уклоны трубопроводов принимают 0,003—0,005.

Паромазутопроводы должны быть смонтированы с учетом возможности их опорожнения и восприятия усилий

от термических удлинений отдельных участков. При необходимости на трассе устанавливаются П-образные компенсаторы и соответствующие неподвижные и подвижные опоры. На паромазутопроводах рекомендуется устанавливать только стальную арматуру. Чугунная арматура неудовлетворительно переносит термическое расширение трубопроводов, особенно при установке на открытом воздухе, где имеет место большой температурный перепад.

Поверхности трубопроводов и оборудования мазутного хозяйства с температурой выше 45 °С покрываются теплоизоляцией. Все загрязненные стоки мазутных хозяйств должны очищаться в специальных очистных устройствах.

При расчете теплообменников для подогрева мазута сначала определяются поверхность нагрева теплообменников, затем их число и количество параллельно и последовательно включаемых теплообменников.

Поверхность теплообменника, м²,

$$F = Q / k \Delta t_{\text{ср}}, \quad (7.1)$$

где Q — количество передаваемой теплоты, ккал/ч; k — общий коэффициент теплопередачи от пара к мазуту, ккал/(м²·ч·°С). Для ориентировочных расчетов принимается $k=100$ —150 ккал/(м²·ч·°С); $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур теплоносителей, °С.

Количество теплоты, получаемой мазутом, ккал/ч, определяется

$$Q = V c_{\text{ср}} (\Delta t_{\text{ср}}) 10^3, \quad (7.2)$$

где V — количество подогреваемого мазута, т/ч; $c_{\text{ср}}$ — теплоемкость мазута при средней температуре, ккал/(кг·°С); для ориентировочных расчетов можно принять $c_{\text{ср}}=0,500 \div 0,520$ ккал/(кг·°С).

При определении средней разности температур теплоносителей, °С, необходимо учесть следующее:

если $\Delta t' / \Delta t'' < 2$, то

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}, \quad (7.3a)$$

где $\Delta t' = t_2 - t_1$, °С;

если $\Delta t' / \Delta t'' > 2$, то $\Delta t'' = t_3 - t_2$;

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{2,3 \lg \frac{\Delta t''}{\Delta t'}}, \quad (7.3b)$$

где t_1 и t_2 — температура мазута на входе и выходе из теплообменника, °С; t_3 — температура насыщенного пара, °С.

После предварительного определения поверхности нагрева выбираются тип подогревателя, схема установки и ее геометрические размеры.

Для улучшения эксплуатационных свойств мазутов, как упоминалось выше, применяется обработка их жидкими присадками. По данным НПО ЦКТИ такая обработка мазута ведет к улучшению процесса горения, облегчает устранение золовых отложений, снижает интенсивность коррозии поверхностей нагрева и газоходов котлов, способствует устранению донных отложений в мазутных емкостях, очищает мазутопроводы и поверхности нагрева теплообменников, снижает коксование форсунок. В результате применения присадок структура золовых отложений по газовому тракту становится рыхлой, что способствует их удалению с поверхностей нагрева.

Расход жидких присадок ВНИИ НП-106 определяется из расчета 2 кг на 1 т мазута. Для эффективного перемешивания и контактирования в резервуарах, принимающих мазут, должна быть включена внутренняя циркуляция в течение всего периода слива мазута плюс 2—3 ч после его окончания. Инструкция по применению жидких присадок и технические условия на присадки приведены в руководящих указаниях НПО ЦКТИ «Применение жидких присадок к мазутам, сжигаемым в котельных установках».

7.5. ГАЗОСНАБЖЕНИЕ КОТЕЛЬНЫХ

Газопроводы для подачи природного газа от магистральных газопроводов и газораспределительных станций (ГРС) до потребителей разделяются на распределительные и внутризаводские газопроводы.

Распределительные газопроводы служат для транспортировки газа до вводов отдельных предприятий или групп жилых, общественных и других зданий. Газопроводы, соединяющие распределительные газопроводы городской сети с газопроводами, расположенными на территории котельных или предприятий, называются вводами.

В свою очередь к отдельным цехам или зданиям предприятий газ подводится при помощи внутриплощадочных газовых сетей.

В зависимости от давления газа газопроводы делятся на газопроводы низкого давления — до 0,05 кгс/см², газопроводы среднего давления —

свыше 0,05 до 3 кгс/см² и газопроводы высокого давления — свыше 3 до 12 кгс/см² [32].

Прокладка газопроводов более высоких давлений разрешается при обосновании их необходимости.

Очищенный от механических примесей, одорированный и редуцированный до давления 6—12 кгс/см² природный газ от ГРС по распределительным газопроводам направляется в местные газорегулировочные пункты (ГРП) или газорегуляторные установки (ГРУ) промышленных предприятий или котельных, в которых давление газа снижается и поддерживается на заданном уровне в пределах принятого среднего или низкого давления. Одновременно производится очистка газа от механических примесей и осуществляется учет расхода газа.

Вводы газопроводов обычно прокладываются в грунте. На каждом вводе на расстоянии не ближе 2 м от стены здания котельной или ограждения вне территории котельной устанавливается отключающее устройство (задвижка или кран), которое обслуживается районными газовыми организациями. Газопроводы, их устройства ГРП и ГРУ, расположенные за отключающим устройством ввода, принадлежат котельной и должны обслуживаться персоналом котельной.

Выбор способа прокладки газопроводов на территории котельной решается в зависимости от местных условий проектной организацией.

К устройству газовых сетей котельных предъявляются такие же требования, как к газопроводам городских сетей, которые приведены в «Правилах безопасности в газовом хозяйстве» (М.: Недра, 1980) [47].

Наземные газопроводы могут прокладываться по наружным стенам зданий, по несгораемым покрытиям и по отдельно стоящим колоннам и эстакадам при соблюдении правил пожарной безопасности. Тепловая и гидроизоляция газопроводов и способы отвода из них влаги определяются проектом в зависимости от местных условий. Надземные газопроводы должны быть окрашены масляной краской светло-коричневого цвета.

Местные ГРП или ГРУ, как правило, должны сооружаться в непосред-

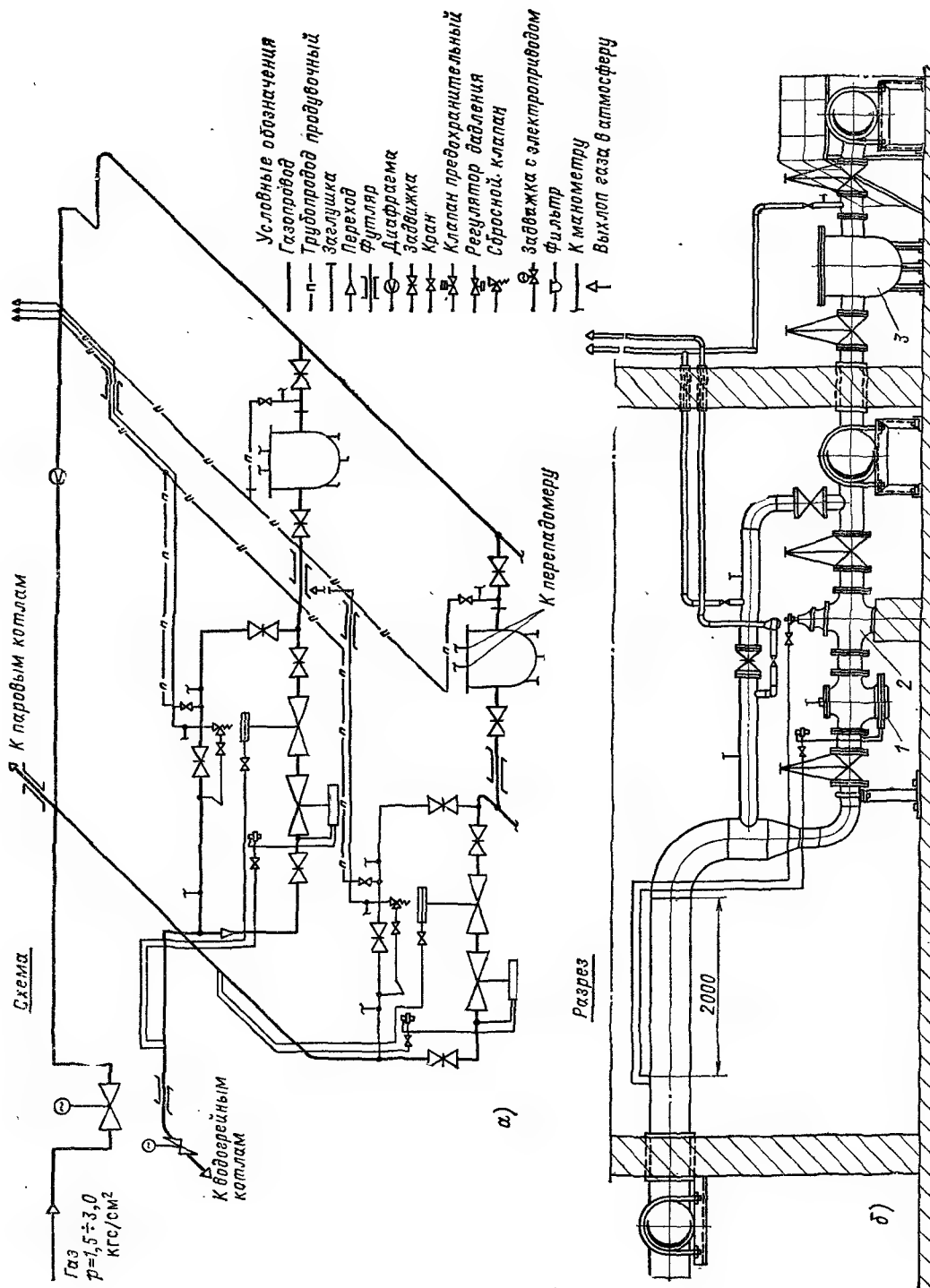


Рис. 7.8. Отдельно стоящий ГРП котельной.

а — схема; б — разрез; 1 — регулятор давления; 2 — клапан предохранительный; 3 — фильтр.

ственной близости от основного потребителя газа.

Для уменьшения шума от редуцирования газа в крупных производственно-отопительных котельных в последнее время проектируются вынесенные из зданий котельных отдельные стоящие ГРП. Рекомендуется применять типовые проекты ГРП, разработанные МосгазНИИпроект.

Помещение ГРП оборудуется устройствами вентиляции, освещения и отопления. Вентиляция помещения должна обеспечивать не менее трехкратного воздухообмена в течение 1 ч. Освещение ГРП допускается только во взрывозащищенном исполнении. Отопление может быть водяное, паровое и газовое. В ГРП необходимо поддерживать в зимнее время температуру воздуха не ниже $+5^{\circ}\text{C}$.

Имеется положительный опыт строительства открытых ГРП, расположенных вне помещений. Такие ГРП снабжаются сетчатыми ограждениями, приборы устанавливаются в закрытых шкафах.

Схема газорегуляторного пункта зависит от масштаба потребления газа и наличия системы автоматического регулирования. На рис. 7.8 показаны схема и установка ГРП вне котельной.

На ГРП устанавливаются следующее оборудование и приборы: предохранительный клапан, регулятор давления, как правило, типа РДУК-2, фильтр сварной волосяной, установка диафрагмы для учета расхода газа, приборы для учета расхода, контроля давления и температуры, краны и задвижки, газопроводы, импульсные трубопроводы и их крепления.

На приведенной схеме показана установка двухниточного газорегуляторного пункта, в котором входное давление газа с высокого (до 6 кгс/см^2) снижается до среднего.

При необходимости получения газа двух давлений — среднего и низкого или при резких суточных колебаниях расхода газа предусматривается устройство двух или более регулирующих линий.

Для обеспечения бесперебойной работы ГРП в случае ремонта или замены технологического оборудования предусмотрен обводной газопровод (байпас), диаметр которого принима-

ется на следующую ступень больше диаметра седла клапана регулятора давления газа.

Компоновку оборудования ГРП следует выполнять с учетом требуемых нормами проходов (не менее $0,8\text{ м}$) и расстояний между параллельными рядами оборудования, больших или равных $0,4\text{ м}$. Прокладка газопроводов в каналах пола ГРП не рекомендуется.

Основным элементом ГРП является регулятор давления, который выбирается исходя из максимального расчетного расхода газа потребителями и требуемого перепада давления при редуцировании. Пропускную способность регулятора рекомендуется принимать на $15\text{--}20\%$ больше максимального расчетного расхода газа.

Исходными данными для выбора оборудования ГРП являются: расход газа и пределы его изменения, давление газа на входе и выходе, плотность и влажность газа, необходимость учета расхода газа. Режим работы регулятора давления зависит от перепада давления в дроссельном органе.

Пропускная способность регуляторов типа РДУК, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$V = 159,5 f c p_1 \varphi \sqrt{1/\rho}, \quad (7.4)$$

где f — площадь седла клапана, см^2 ; c — коэффициент расхода; p_1 — абсолютное давление газа на входе, кгс/см^2 ; φ — коэффициент, зависящий от отношения p_2/p_1 , лежит в пределах от $0,1$ до $0,48$ [32]; ρ — плотность газа, кг/м^3 .

Площадь седла клапана и коэффициент расхода регуляторов типа РДУК даны в табл. 7.1.

Перед регуляторами давления устанавливаются предохранительно-за-

Таблица 7.1. Технические характеристики регуляторов давления типа РДУК

Наименование	Марка регулятора				
	РДУК2-50	РДУК2-100		РДУК2-200	
	Диаметр клапана, мм				
	35	50	70	105	140
Площадь седла клапана f , см^2	9,6	19,6	38,4	86,5	154,0
Коэффициент расхода c	0,60	0,42	0,40	0,49	0,40

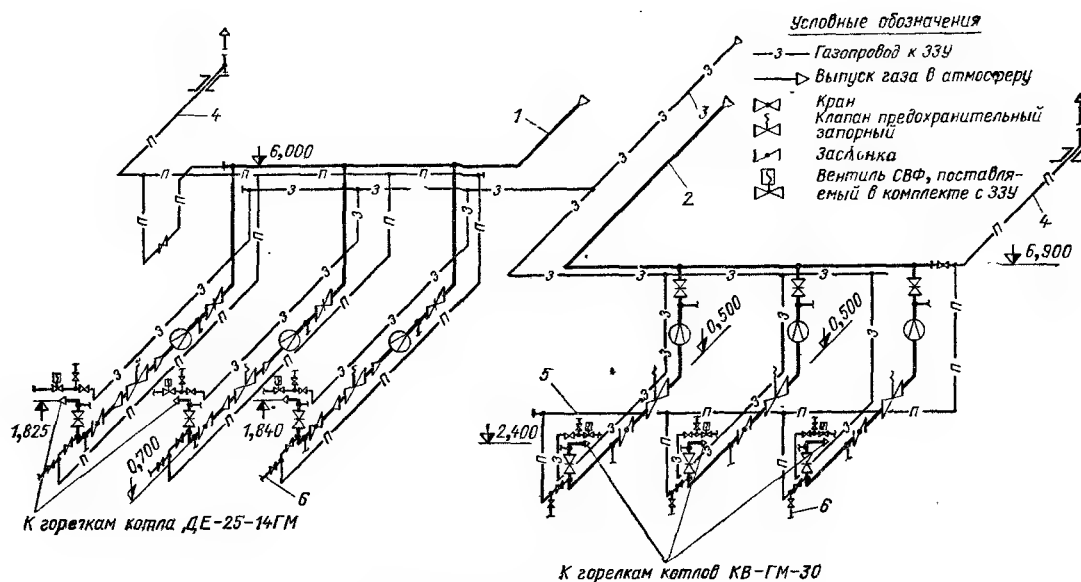


Рис. 7.9. Схема газопроводов в пределах котельной.

1 — газ при среднем давлении к котлам ДЕ-25-14ГМ; 2 — то же к котлам КВ-ГМ-30; 3 — то же к запальным устройствам; 4 — свечи продувочные; 5 — штуцер для растопки котлов от баллонов с пропан-бутаном; 6 — штуцер для отбора проб газа; остальные обозначения — см. рис. 7.8.

порные клапаны, которые являются полуавтоматическими запорными органами, предназначенными для герметического перекрытия потока газа. Клапаны закрываются при повышении или понижении давления газа более 20% контролируемого. Открытие клапана производится только вручную. Техническая характеристика предохранительно-запорных клапанов приводится в справочниках, а также в информационных листах саратовского завода «Газоаппарат».

Для очистки газа от механических примесей и пыли перед предохранительно-запорным клапаном устанавливается волосяной фильтр, который изготавливается по чертежам института МосгазНИИпроект для трех различных условных проходов с пропускной способностью, м³/ч: D_y 50 — до 6000; D_y 100 — до 15 000; D_y 200 — до 38 000.

Подбор газовых фильтров сводится к определению расчетных потерь давления в них, которые складываются из потерь в корпусе и на кассете фильтра. Для обеспечения нормальной работы фильтра с учетом засорения следует принимать потери давления в фильтре не более 400—600 мм вод. ст.

Перепад давлений на сетке фильтра не должен превышать 1000 мм вод. ст.

Для исключения возможности по-

вышения давления газа в газовой сети после регулятора в ГРП устанавливаются сбросные предохранительные устройства, которые выбираются в соответствии с выходными давлениями газа и технической характеристикой сбросных клапанов. Рабочее сечение пружинного сбросного предохранительного клапана рассчитывается согласно СНиП II-37-76.

Учет расхода газа производится с помощью диафрагмы и самопишущих дифманометров. Показывающие манометры устанавливаются на вводе и на всех выводах.

Перед диафрагмой устанавливается технический термометр для замера температуры газа в газопроводе. В качестве запорной арматуры применяются краны и задвижки.

Для подачи газа от вводов до ГРП и от ГРП до котлов прокладываются внутренние газопроводы. Надземные части газопроводов укладываются открыто и крепятся к стенам, перекрытиям и колоннам котельной. Газопроводы допускается крепить к карасам котлов или металлическим конструкциям площадок обслуживания котлов.

На вводе газопровода в котельную на высоте не более 1,5 м от пола устанавливается отключающая задвижка.

На рис. 7.9 показана схема газопроводов в пределах котельной. Газо-

проводы к котельным агрегатам после ГРП или ГРУ укладываются обычно в виде тупиковых ответвлений. Для быстрого прекращения подачи газа целесообразно иметь электропривод на отключающем устройстве. Газопроводы, проложенные на самом котле, называются обязательными.

Газопроводы котельных должны быть снабжены продувочной свечой, отводящей газ при продувке их в атмосферу. Соединение труб должно производиться сваркой. Резьбовые и фланцевые соединения допускаются в местах установки отключающих устройств, компенсаторов, регуляторов давления и другой арматуры.

Для правильного выбора диаметра и определения падения давления на каждом участке выполняются расчеты газопроводов. Диаметр газопровода, м, при грубо ориентировочных (прикидочных) расчетах можно определить, задаваясь скоростью газа:

$$D = 2 \sqrt{\frac{V}{3600\pi w}}, \quad (7.5)$$

где V — количество газа, $\text{м}^3/\text{ч}$; w — средняя скорость газа, $\text{м}/\text{с}$, практически принимается в пределах от 30 до 60 $\text{м}/\text{с}$ для среднего давления и от 5 до 10 $\text{м}/\text{с}$ для газа низкого давления.

При гидравлическом расчете газопроводов в основу расчета принимается следующая формула для определения потерь давления на трение, $\text{кгс}/\text{м}^2$:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{D} \frac{w^2}{2g} \rho, \quad (7.6)$$

где λ — коэффициент трения, зависящий от характера движения, от критерия Рейнольдса и относительной шероховатости труб e/D ; l — длина газопровода, м; D — внутренний диаметр газопровода, м; w — средняя скорость газа, $\text{м}/\text{с}$; ρ — плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; e — абсолютная шероховатость стенок труб, см; для стальных труб $e=0,01$ см.

Кроме потерь от трения на прямых участках газопровода, имеют место потери местные — в вентиллях и задвижках, при поворотах, при изменении сечений и т. п. Местные потери, $\text{кгс}/\text{см}^2$, определяются по формуле:

$$\Delta p_m = \Sigma \xi \frac{w^2}{2g} \rho, \quad (7.7)$$

где ξ — коэффициент местных потерь.

7.6. ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ

Борьба за чистоту воздушного бассейна и улучшение санитарно-гигиенических условий городов и рабочих поселков является актуальной задачей. Поток продуктов сгорания, движущихся по газоходам котельного агрегата, несет с собой твердые частицы

летучей золы и несгоревшего топлива. Зола, выходя из дымовых труб, загрязняет атмосферу и прилегающую территорию.

При сжигании твердого топлива в слое дымовые газы выносят в среднем около 15% золы, содержащейся в топливе, при камерном способе сжигания и сухом удалении шлака унос золы достигает 85—95 %, и только малая часть золы топлива осаждается в топке и в газоходах в виде шлака и летучей золы.

Содержащаяся в дымовых газах котлов летучая зола, мельчайшие частицы несгоревшего топлива, окислы азота и сернистые газы оказывают вредное влияние на организм человека, животных и на растительный мир.

В связи с этим котельные, предназначенные для работы на твердом топливе, должны быть оборудованы установками для очистки дымовых газов от золы в случаях, когда

$$N = A^p B > 500, \quad (7.8)$$

где A^p — содержание золы в рабочей массе топлива, %; B — максимальный часовой расчетный расход топлива, кг.

Современные способы очистки дымовых газов от твердых частиц, применяющиеся в котельных, можно разбить на следующие основные группы:

сухие инерционные золоуловители, в которых частицы золы отделяются от газа под действием центробежных или инерционных сил тяжести;

мокрые золоуловители, в которых частицы золы удаляются из газа путем промывки или орошения его водой и осаждения частиц золы в водяной пленке на смачиваемых поверхностях;

электрофилльтры, в которых улавливание частиц осуществляется путем осаждения их на электродах под действием статического электрического поля;

комбинированные золоуловители, состоящие из золоуловителей различного типа.

Выбор типа золоуловителей производится в зависимости от объема очищаемых газов, дисперсного состава и физических свойств золы и требуемой степени очистки газов (концентрация золы на поверхности Земли должна быть ниже предельно допустимой по санитарным нормам до 0,5 $\text{мг}/\text{м}^3$).

В качестве золоулавливающих уст-

ройств котельных установок рекомендуется принимать:

циклоны НПО ЦКТИ или НИИОГАЗ при объеме дымовых газов от 600 до 20 000 м³/ч;

батарейные циклоны — от 15 000 до 150 000 м³/ч;

батарейные циклоны с рециркуляцией, а также электрофилтры — свыше 100 000 м³/ч.

Мокрые золоуловители с низконапорными трубами «Вентури» могут применяться при наличии системы гидрозолошлакоудаления и устройств, исключающих сброс в водоемы вредных веществ, содержащихся в золошлаковой пульпе.

При выборе типа золоуловителя степень очистки газов для котельных можно ориентировочно принимать согласно табл. 7.2. По данным «Норм

Таблица 7.2. Расчетные коэффициенты золоулавливающих устройств

Золоулавливающие устройства	Коэффициент очистки, %	
	при слоевом сжигании топлива	при камерном сжигании топлива
Циклоны и блоки циклонов	85—90	70—80
Батарейные циклоны	85—92	80—85
Одноступенчатая очистка в электрофилтрах	—	90—95
Двухступенчатая очистка в электрофилтрах	—	96—99
Мокрые золоуловители с низконапорными трубами «Вентури»	—	93—95
Мокрые золоуловители типа МП-ВТИ	—	87—92

технологического проектирования тепловых электрических станций» (изд. 1981 г.) для мощных котлов ТЭЦ коэффициент очистки может быть несколько выше, чем указано в таблице.

Золоуловители устанавливаются на всасывающей стороне дымососов. При работе котлов только на твердом топливе индивидуальные золоуловители не должны иметь обводных газоходов. Золоуловители могут быть установлены в здании котельной или за его пределами.

Во избежание значительного выпадения золы скорость газов в газоходах

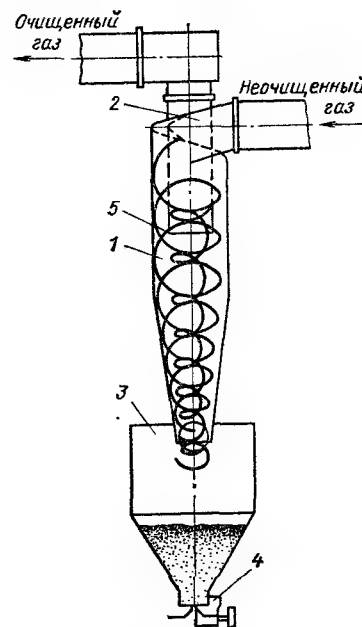


Рис. 7.10. Циклон типа НИИОГАЗ.

до золоуловителя должна приниматься не менее 12—15 м/с.

Для сухой очистки дымовых газов на котлах небольшой производительности применяются циклоны НИИОГАЗ (рис. 7.10). Принцип действия циклона основан на закручивании тангенциальным коробом 2 (улиткой) входящего запыленного потока дымовых газов с последующим изменением направления их движения.

Под действием центробежной силы более тяжелые частицы золы отжимаются к стенкам циклона 1 и по ним скользят вниз в емкость 3. Очищенные газы по центрально-расположенной патрубку 5 выходят в отводящий короб. Удаление золы из емкости 3 в канал или другое устройство 4 осуществляется через специальную течку и мигалку.

Достоинствами циклонов являются их невысокая стоимость и простота конструкции. К недостаткам циклонов следует отнести их высокое аэродинамическое сопротивление (50—80 кгс/м²) и большие размеры по высоте (4—5 м).

Рекомендуются к применению блоки циклонов типа ЦН-15 или типа Ц диаметром 400—800 мм. Блоки состоят из четырех, шести или восьми циклонов (рис. 7.11). Циклоны имеют диаметры 400, 500, 650, 750 и 800 мм и выполнены с улиточным отводом га-

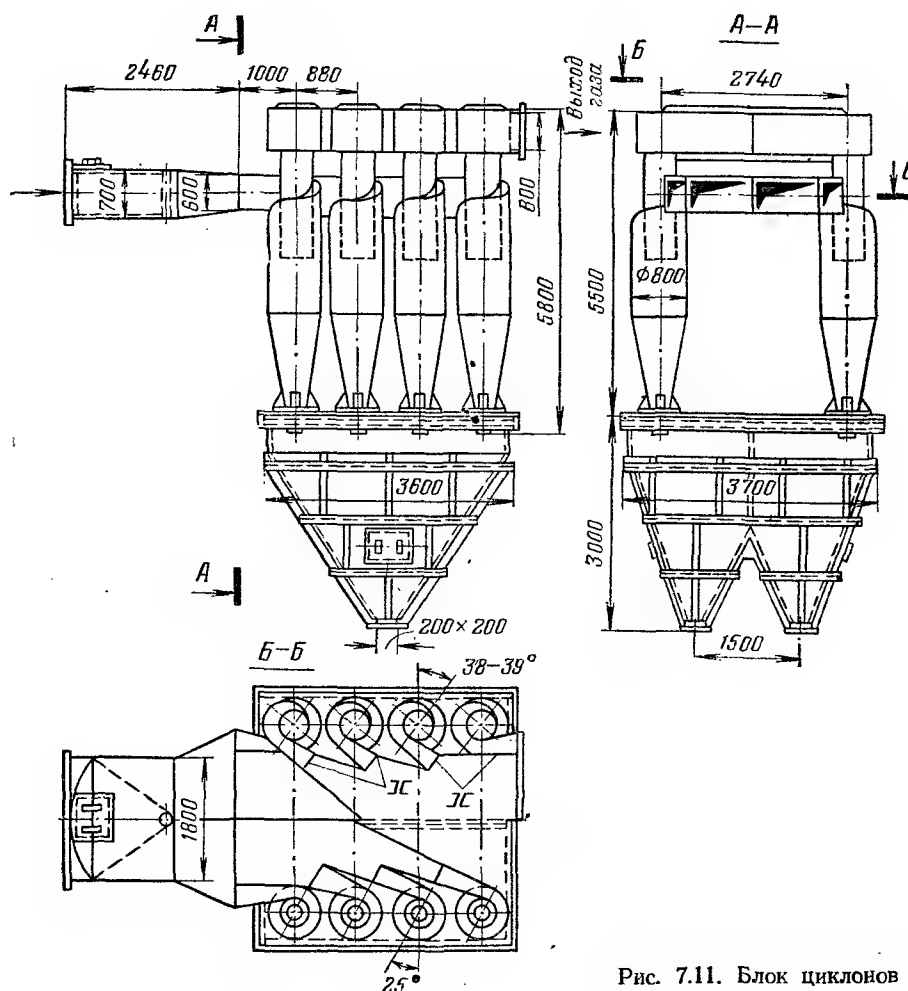


Рис. 7.11. Блок циклонов ЦКТИ.

зов. Отвод очищенного газа в циклонах может осуществляться также с помощью колена, с помощью общего сборника для группы циклонов или через выхлопную трубу в атмосферу.

Исследования НПО ЦКТИ показали, что установка раскручивающей розетки на выходе газов из циклона значительно уменьшает его аэродинамическое сопротивление.

Допустимая запыленность газа слабослипающейся золой перед золоуловителем зависит от диаметра циклона и принимается для циклонов диаметром: $D_{ц}$ 400 мм — 200; $D_{ц}$ 600 мм — 300; $D_{ц}$ 800 мм — 400 г/м³.

Аэродинамическое сопротивление механических золоуловителей принимается по данным [24].

Батарейные циклоны типа БЦ применяются в основном для котельных средней и малой производительности. Конструкция батарейного циклона показана на рис. 7.12. Число батарей и

отдельных циклонов в них для данного котельного агрегата определяется входной скоростью, которую рекомендуется принимать в пределах 20—25 м/с. Аэродинамическое сопротивление батарейных циклонов высокое—80—90 кгс/м². Типоразмеры серийно выпускаемых циклонов типа БЦ даны в [23].

Для улавливания летучей золы дымовых газов от котлов большей производительности применяются, как правило, мокрые золоуловители — центробежные скрубберы и прутковые золоуловители. Наиболее совершенным аппаратом этого типа является мокрый золоуловитель с прутковой решеткой.

На рис. 7.13 показан прутковый золоуловитель типа МП-ВТИ.

Конструктивные размеры, расходы воды, расчетная производительность, скорость газов и степень очистки золоуловителей МП-ВТИ даны в [23].

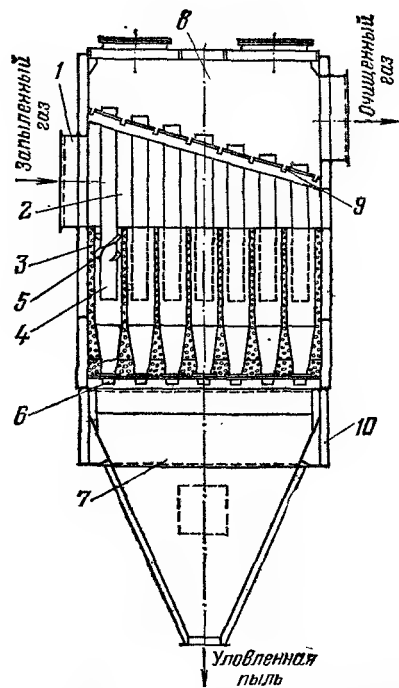


Рис. 7.12. Конструкция батарейного циклона.
1 — патрубок входной; 2 — камера распределительная; 3 — корпус элемента циклона; 4 — труба выхлопная; 5 — аппарат направляющий; 6 — отверстие корпуса; 7 — бункер сборный; 8 — камера очищенного газа; 9 — решетка опорная; 10 — пояс опорный.

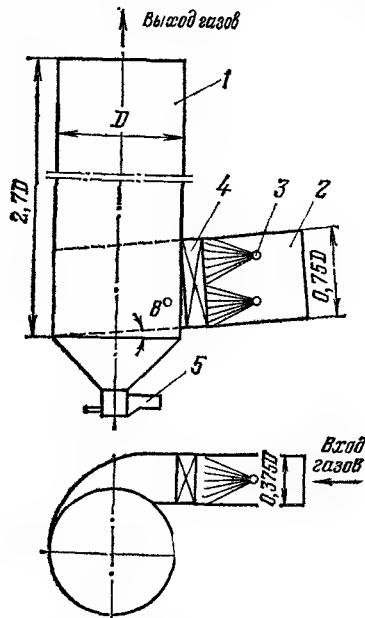


Рис. 7.13. Мокрый прутковый золоуловитель типа МП-ВТИ.

1 — корпус; 2 — патрубок входной; 3 — форсунки оросительные прутковой решетки; 4 — решетка прутковая; 5 — гидрозатвор.

Аэродинамическое сопротивление по газу принимается ориентировочно $80\text{--}100\text{ кгс/м}^2$. Мокрые прутковые

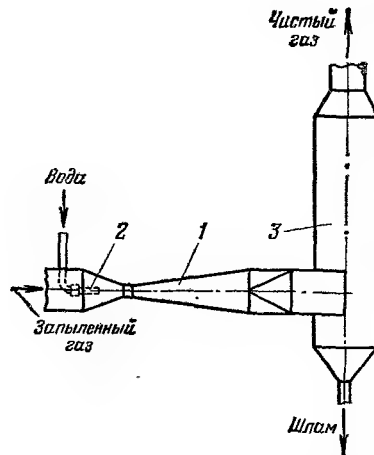


Рис. 7.14. Скоростной газопромыватель.

1 — труба-распылитель; 2 — форсунка; 3 — циклон-каплеуловитель.

золоуловители могут устанавливаться в закрытых помещениях, а также на открытом воздухе, если расчетная температура наружного воздуха не ниже -30°C .

В крупных котельных иногда применяется высокоэффективный пылеулавливающий аппарат — скоростной газопромыватель, схема которого показана на рис. 7.14. Скоростной газопромыватель состоит из орошаемой водой трубы-распылителя, трубы Вентури циклона-каплеуловителя (скруббера).

Мокрые золоуловители, основанные на принципе скоростных газопромывателей, для работы с пылеугольными котлами разработаны Уральским отделением ОРГРЭС, и им присвоено наименование МВ-УОРГРЭС. Золоуловители этого типа являются высокоэффективными аппаратами.

Улавливание золы осуществляется в скруббере, куда поступает поток газов из коагулятора. Эффективность золоулавливания обуславливается коагулирующими свойствами трубы Вентури, т. е. укрупнением золовых частиц в потоке газов, проходящих через интенсивно смачиваемую горловину трубы Вентури с большой скоростью ($60\text{--}80\text{ м/с}$).

Согласно межведомственным испытаниям их КПД составляет $96\text{--}97\%$, сопротивление $100\text{--}130\text{ кгс/м}^2$.

Для улавливания золы в крупных котельных с камерным сжиганием

твердого топлива применяется очистка дымовых газов в электрофильтрах.

Очистка дымовых газов в электрофильтрах происходит за счет воздействия на частицы золы электрического поля высокого напряжения (до 100 000 В) при протекании газов в каналах между коронирующими (отрицательными) и осадительными (положительными) электродами. В результате ионизации газов частицы золы получают отрицательный заряд и увлекаются к осадительным электродам, с которых сбрасываются в бункера под фильтр.

Для обеспечения хорошей (98—99%) очистки дымовых газов в электрофильтре их скорость должна составлять 1—2 м/с, температура на входе не должна превышать 120—150 °С. Низкие скорости и температуры дымовых газов определяют большие габариты и массу электрофильтров при малом газовом сопротивлении — от 15 до 50 кгс/м².

В случаях, когда по санитарно-гигиеническим условиям требуется высокая степень очистки дымовых газов, применяются комбинированные золоуловители.

Очистка осуществляется последовательно в различных аппаратах. Наиболее характерной схемой комбинированного золоуловителя является сочетание батарейный циклон — электрофильтр. При такой схеме степень очистки газов достигает 97—99%.

7.7. ЗОЛОШЛАКОУДАЛЕНИЕ

Все осаждающиеся в пределах котельного агрегата твердые частицы принято делить на две части — шлак, т. е. частицы, выпадающие в топке, и золу. Доля шлака и золы от общего содержания минеральной части в топливе зависит от способа сжигания твердого топлива. Для слоевых топок доля шлака составляет от 75 до 90%, для камерных — от 5 до 15%. Ориентировочные значения распределения золы топлива в газоходах котла даны в [24].

Основными способами золошлакоудаления являются:

вагонеточный, применяемый в котельных с котлами старой конструкции; механический — скреперный, скребковый и др., как правило, предусматриваемый в котельных с котлами, оборудованными топками для слоевого сжигания топлива;

гидравлический, применяемый в котельных с котлами для камерного сжигания твердого топлива при выходе очаговых остатков 12 т/ч и более;

пневматический, применяемый независимо от способа сжигания топлива при выходе шлака и золы от 4 до 12 т/ч;

пневмогидравлический, применяемый в котельных с котлами малой и средней производительности при расположении золоотвала на небольшом расстоянии от котельной. Такой способ золошлакоудаления применяется при реконструкции существующих котельных, в которых шлаковые и золовые бункера котлов находятся ниже отметки каналов гидрозолоудаления.

Пневмогидравлический способ золоудаления применяется также в случаях, когда существует опасность замерзания воды в системе гидрозолоудаления от золоуловителей, установленных на открытом воздухе.

Системы золошлакоудаления выбираются, исходя из количества золы и шлаков, подлежащих удалению из котельной, возможности промышленного использования золы и шлаков, наличия площадки для золошлакоотвала и ее удаленности от котельной, обеспеченности водными ресурсами для гидрозолошлакоудаления и из физико-химических свойств золы и шлака.

Выбор системы золошлакоудаления производится на основании сравнения технико-экономических показателей различных вариантов.

Для расчета систем золошлакоудаления необходимо определить количество золы и шлака, образующееся в каждом котле и в котельной в целом.

Суммарное количество золы и шлака, подлежащее удалению из котельной, зависит от расхода и зольности топлива, способа его сжигания и эффективности работы золоуловителей. Часовая производительность, кг/ч, системы шлакозолоудаления определяется по формуле

$$G_{\text{з.ш}} = 0,01B \left(A^p + q_4 \frac{Q_n^p}{7830} \right) \times \left[1 - \alpha_{\text{ун}} \left(1 - \frac{\eta_{\text{з.у}}}{100} \right) \right], \quad (7.8)$$

где B — расход сжигаемого топлива, кг/ч; A^p — зольность топлива на рабочую массу, %; q_4 — потери теплоты топлива с механическим недожогом, %; Q_n^p — теплота сгорания топлива, ккал/кг; 7830 — условная теплота сгорания недожога (углерода топлива), ккал/кг; $\alpha_{\text{ун}}$ — доля золы в уносе; $\eta_{\text{з.у}}$ — КПД золоуловителя, %.

При сжигании твердого топлива на ручных колосниковых решетках без поворотных колосников удаление золы и шлаков из топки и зольника производится вручную через золовые

и загрузочные дверцы. Такой способ золошлакоудаления существует в мелких отопительных котельных с чугунными котлами. Если $G_{з.ш} \geq 200$ кг/ч, то золошлакоудаление необходимо механизировать; если $G_{з.ш} < 4000$ кг/ч, то обычно применяются периодически действующие механизмы; для количества золы и шлака от 4000 кг/ч до 12 000 кг/ч — непрерывно действующие; если $G_{з.ш}$ превышает 12 000 кг/ч, необходимы постоянно действующие устройства с резервированием наименее надежных узлов.

Вагонеточный способ золошлакоудаления применяется только в котельных малой мощности при сжигании малозольных топлив. Зола и шлак выгружают несколько раз в смену из бункеров под котлами в вагонетки с опрокидывающимся кузовом емкостью 0,75—1 м³. Перед выгрузкой в вагонетки шлак в бункере охлаждается и увлажняется водой из специально установленных для разбрызгивания воды сопел.

Для предохранения персонала от ожогов и вредных газов шлак спускают в вагонетки в закрытых вентилируемых камерах.

Большее применение в котельных имеет схема скреперного мокрого или сухого шлакозолоудаления.

При мокром способе шлакозолоудаления шлак, образующийся в результате сгорания топлива, и зола, уловленная в газоходах котла, попадает в канал, который заполнен водой, являющейся гидравлическим затвором для воронок шлаковых бункеров котлов.

Скрепер перемещают в канале при помощи электролебедки с реверсивным ходом и троса

на направляющих роликах. Над бункером золы и шлака, общим для всей котельной, заполненный ковш скрепера опрокидывается и опорожняется. Скорость перемещения скрепера составляет 0,5 м/с, что в зависимости от емкости ковша и длины пути его перемещения позволяет удалить из котельной от 2 до 5 м³/ч (от 3 до 7 т/ч) золы и шлака.

При сухом способе скреперного золошлакоудаления шлак обливается водой в бункере котла и сбрасывается в канал. Скрепер подхватывает выгруженные из топки шлак и золу, подает их по горизонтальному и наклонному каналу в общий бункер, откуда они выгружаются на автосамосвал и вывозятся из котельной.

Применяются скреперы с емкостью ковша 0,25; 0,5 или 1,0 м³. Электролебедка снабжается механизмом, обеспечивающим автоматическое переключение хода, что позволяет автоматизировать работу установки.

На рис. 7.15 приведена схема скреперного золошлакоудаления из котельной.

Расчет производительности скреперной установки, т/ч, можно произвести по следующей формуле:

$$G = \frac{V_k \gamma_n k_{зап} \cdot 3600}{L \left(\frac{1}{w_p} + \frac{1}{w_x} \right) + 10}, \quad (7.9)$$

где V_k — емкость ковша, м³; γ_n — насыпная масса шлака и золы, т/м³; $k_{зап}$ — коэффициент заполнения ковша, принимаемый равным 0,9 для наклонных и 1,25 для горизонтальных участков; L — длина пути ковша (нагруженного и порожнего), м; w_p и w_x — рабочая скорость движения ковша — около 0,5 м/с и холостая — около 1,0 м/с; 10 — время в секундах на перемены движения ковша для переключения хода.

Для возможного периодического ремонта скреперной установки ее производительность должна быть в 2—3 раза больше максимального выхода шлака и золы из котельной.

Скребковое золошлакоудаление принципиально не отличается от мок-

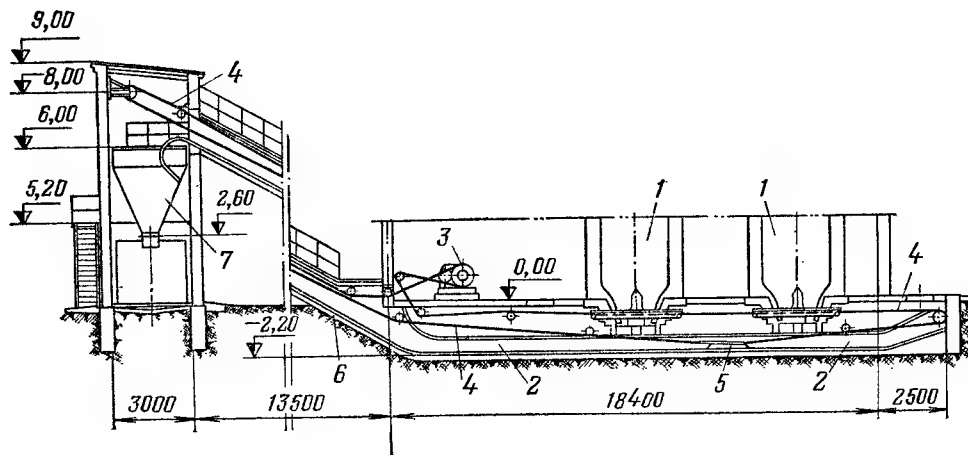


Рис. 7.15. Схема сухого скреперного золошлакоудаления.

1 — бункер шлака котла; 2 — канал скреперный; 3 — лебедка; 4 — трос натяжной; 5 — ковш; 6 — эстакада наклонная; 7 — бункер сборный для шлака и золы.

рого скреперного золошлакоудаления. Скребковый транспортер состоит из одноцепного конвейера, проложенного в канале, заполненном водой.

Для крупных котельных при наличии площадок для золошлакоотвалов, наиболее часто применяется гидравлическая система, при которой удаленные из котлов с помощью смывных аппаратов шлак и зола — золовая и шлаковая пульпы — перекачиваются из котельной на золоотвал грунтовыми и багерными насосами.

Шлак из бункера под холодной воронкой топки котла чаще всего удаляется с помощью шнека, размещенного в ванне с водой. На конце шнека имеется дробилка, из которой шлак попадает в канал гидрозолоудаления.

Зола из бункеров котлов и золоуловителей с помощью специальных устройств смывается в самотечный канал, по которому золошлаковая смесь перемещается к устройствам для ее внешней транспортировки. Самотечные каналы облицовываются базальтовыми плитками и выполняются с уклоном 2—3 %. Для предотвращения образования заторов, в самотечные каналы через побудительные сопла подается вода.

На рис. 7.16, а показана схема гидрозолошлакоудаления с багерными насосами.

Смесь золы, шлака и воды из самотечного канала направляется в металлоуловитель, затем на решетку, через которую мелкий шлак,

зола и вода проходят, а крупные куски шлака задерживаются и направляются в дробилку. Дробленый шлак направляется в общий поток смеси, который поступает в багерный насос, перекачивающий эту смесь по трубопроводам на золошлакоотвал (трехсекционный отстойный пруд), в котором зола и шлак оседают на дно, осветленная вода возвращается в котельную для повторного использования.

На рис. 7.16, б показана схема системы гидрозолошлакоудаления, в которой смесь золы, шлака и воды самотеком по каналам из котельной поступает в камеры золоотстойника.

Золоотстойник представляет собой железобетонный бассейн, разделенный перегородками на камеры — шлаковую и золовую. В шлаковом отсеке отстойника пульпа освобождается от крупных фракций шлака и переливается в золовый отсек. Осветленная вода из последнего насосами перекачивается для повторного ее использования. Отстоявшаяся зола и шлак грейферными кранами перегружаются в железнодорожные вагоны или автосамосвалы и вывозятся на золошлакоотвал.

Основными недостатками данной системы являются высокая стоимость сооружения золоотстойника, большие емкости отстойника — около 75 м³ на каждую 1 т/ч удаляемой золы и шлака. Значительное неудобство представляют перегрузка и транспорт влажной золы и шлака, особенно в зимних условиях.

Золошлакопроводы для подачи золы и шлака на золошлакоотвал изготавливаются из стальных труб диаметром более 200 мм. Скорость движения шлаковой или золовой пульпы принимается в пределах от 1,5 до

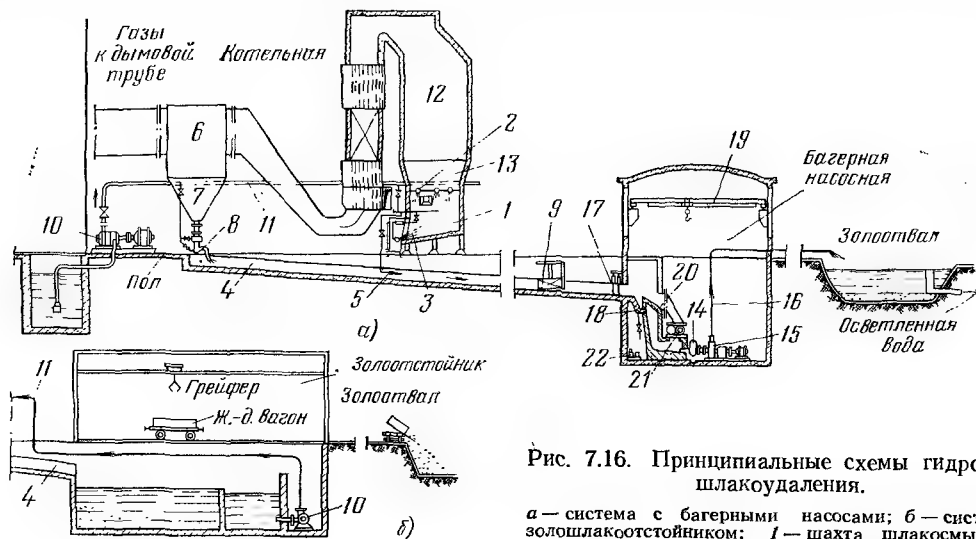
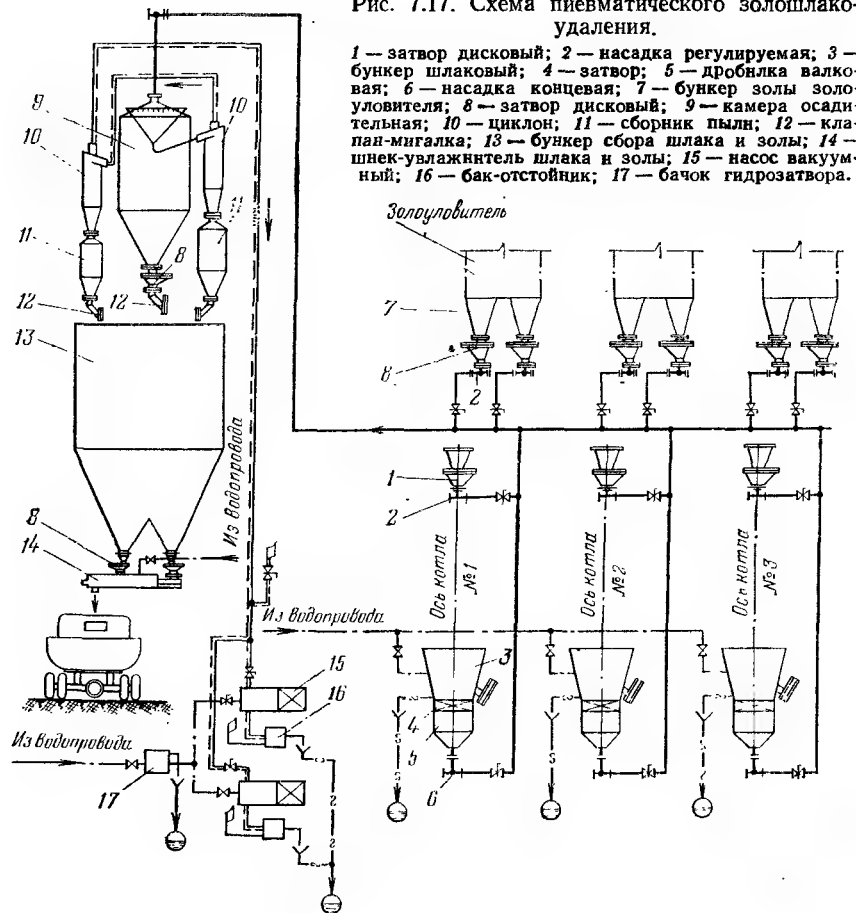


Рис. 7.16. Принципиальные схемы гидрозолошлакоудаления.

а — система с багерными насосами; б — система с золошлакоотстойником; 1 — шахта шлакосмывания; 2 — устройство брызгально-оросительное; 3 — сопло смывное; 4 — канал; 5 — сопло побудительное; 6 — золоуловитель; 7 — бункер золы; 8 — аппарат золосмывной; 9 — шиббер переключающий; 10 — насос смывной; 11 — трубопровод смывной воды; 12 — топка котла; 13 — бункер шлаковый; 14 — металлоуловитель; 15 — насос багерный; 16 — трубы; 17 — шиббер; 18 — металлоуловитель предварительный; 19 — кран; 20 — решетка; 21 — дробилка; 22 — насос дренажный.

Рис. 7.17. Схема пневматического золошлакоудаления.



2,4 м/с и зависит от расчетной концентрации твердой примеси в воде, которая принимается в пределах от 2 до 20 %.

Методика расчетов и выбора оборудования систем золошлакоудаления приведена в [33, 34].

При пневматической системе золошлакоудаления транспортировка золы и шлака осуществляется в трубах потоком воздуха. Смесь с концентрацией 4—8 кг дробленого шлака и золы на 1 кг воздуха со скоростью 22—25 м/с по золопроводу направляется в циклон-осадитель, откуда воздух с не уловленной в циклоне пылью поступает в следующий циклон—пылеотделитель, затем воздух через побудитель движения — паровой эжектор или вакуумные насосы сбрасывается в дымовую трубу.

Пневматическую систему золошлакоудаления рекомендуется применять в котельных с топками для слоевого способа сжигания твердого топлива, а также когда зола и шлак используют-

ся в качестве сырья для побочных производств, например для изготовления строительных материалов, производства цемента и др. Зола от сжигания древесных отходов может быть использована для удобрения полей в сельском хозяйстве.

Различают вакуумную и напорную системы пневматического золошлакоудаления.

В котельных рекомендуют применять вакуумную систему транспортировки золы и шлака от котлов. При вакуумной системе легко осуществляется подача материала из нескольких точек в одну, исключается возможность выделения пыли в помещение котельной из-за неплотности трубопроводов и обеспечиваются хорошие санитарно-гигиенические условия работы.

Режим работы пневматической системы принимается периодическим. Производительность системы определяется из условия продолжительности ее работы не более 4 ч в смену. Для обеспечения надежной транспортиров-

ки куски шлака предварительно дробятся до размера 20—30 мм в специальных зубчатых шлаковых дробилках. Температура шлака, поступающего на дробление, не должна превышать 600 °С.

Дробленый шлак и зола с помощью аппаратов, которые размещены обычно по всем точкам выхода очаговых остатков, засасываются в систему золошлакопроводов с минимальным диаметром труб (125 мм) и транспортируются к устройствам, в которых происходит отделение золы и шлака от воздуха.

В пределах котельной все разветвления трубопроводов пневмотранспорта объединяются в один магистральный шлакозолопровод, который подведен к корпусу циклона-осадителя. Осадительные устройства располагаются обычно непосредственно над бункером-накопителем шлака и золы. Зола и шлак выгружаются из бункера в вагоны или автосамосвалы. Для устранения пыления при выгрузке из бункера применяется специальный шнековый питатель, в котором шлак и зола при выгрузке смачиваются водой. На рис. 7.17 показана схема пневматического золошлакоудаления, применяемая в типовом проекте котель-

ной с водогрейными котлами КВ-ТС-20.

Необходимое разрежение до 0,36—0,40 кгс/см² на приведенной схеме создается вакуумными насосами.

Расход электроэнергии на транспортирование 1 т шлака и золы не превышает 6—10 кВт·ч. Коэффициент полезного действия вакуумных насосов достигает 0,3—0,4.

В случае применения паровых эжекторов для создания вакуума в системе необходимо учесть, что расход пара с давлением не менее 10 кгс/см² составляет около 150—200 кг на 1 т шлака и золы, а КПД эжекторов не превосходит 0,15—0,20.

Золошлакопроводы подвергаются сильному износу, особенно в местах их поворотов. Для увеличения срока их службы в местах поворотов наплавляют металл электросваркой, а сами трубопроводы выполняются с толщиной стенок не менее 8—10 мм.

Для определения общего сопротивления системы необходимо выполнить полный аэродинамический расчет транспортной линии золы и шлака от самой удаленной точки выхода очаговых остатков до установки вакуумных насосов или паровых эжекторов. Методика расчетов приведена в [33].

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

БОРЬБА С ЗАГРЯЗНЕНИЕМ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

8.1. ВЫБРОСЫ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ И ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ С ДЫМОВЫМИ ГАЗАМИ В АТМОСФЕРУ

При сжигании различных топлив, наряду с основными продуктами сгорания (CO_2 , H_2O и N_2), в атмосферу поступают загрязняющие твердые (зола и сажа), а также газообразные токсичные вещества, а именно: сернистый и серный ангидриды (SO_2 и SO_3), окислы азота (NO и NO_2), фтористые соединения и соединения ванадия [36, 37]. В случае недостаточно полного сгорания топлива в топках уходящие газы могут содержать окись углерода CO , углеводороды CH_4 , C_2H_4 , а также канцерогенные углеводороды, например бенз(а)пирен и др.

Все продукты неполного сгорания являются вредными, однако при современной технике сжигания топлива их

образование можно предотвратить или свести к минимуму; то же относится и к содержанию окислов азота в уходящих газах. Из всех окислов азота наиболее часто в дымовых газах содержится окись NO и двуокись NO_2 , причем двуокись является наиболее стойким продуктом. Высшие окислы — N_2O_2 , N_2O_4 и N_2O_5 — существуют в атмосферных условиях только при низких температурах.

Суммарный выброс сернистых соединений ($\text{SO}_2 + \text{SO}_3$) определяется исходной величиной содержания серы в топливе и не может быть исключен за счет каких-либо мероприятий в организации топочного процесса.

Таким образом, добиваться предельно допустимых концентраций сернистых и других соединений в атмосфере можно только выбором необходимой высоты дымовой трубы, обеспечи-

вающей рассеивание оставшихся твердых частиц и вредных газов в атмосфере (см. гл. 6 и 7).

Критерием санитарной оценки среды является предельно допустимая концентрация (ПДК) вредного вещества в воздухе. Под ПДК следует понимать такую концентрацию различных веществ и химических соединений, которая при ежедневном воздействии в течение длительного времени на организм человека не вызывает каких-либо патологических изменений или заболеваний. Предельно допустимые концентрации атмосферных загрязнений устанавливаются в двух показателях: как максимально-разовые (за 20 мин) и среднесуточные (за 24 ч).

Таблица 8.1. Предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе населенных мест

Загрязняющее вещество	Предельно допустимые концентрации, мг/м³	
	максимально-разовая	среднесуточная
Пыль нетоксичная	0,5	0,15
Сернистый ангидрид	0,5	0,05
Оксись углерода	3,0	1,0
Двуокись азота	0,085	0,085
Сажа (копоть)	0,15	0,05
Сероводород	0,008	0,008
Бенз(а)пирен	—	0,1 мкг/100м³
Пятиокись ванадия	—	0,002
Фтористые соединения (по фтору)	0,02	0,005
Хлор	0,1	0,03

В табл. 8.1 приведены допустимые концентрации вредных веществ в воздухе, утвержденные главным санитарно-эпидемическим управлением Минздрава СССР и Госстроем СССР.

Расчеты ведутся по каждому вредному веществу в отдельности с тем, чтобы концентрация каждого из них не превышала значений, приведенных в табл. 8.1.

Для котельных эти условия ужесточены Минздравом СССР введением дополнительных требований о необходимости суммирования воздействия окислов серы и азота, которое определяется следующим выражением:

$$\frac{C_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}} + \frac{C_{\text{NO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_2}} \leq 1,$$

где C_{SO_2} и C_{NO_2} — концентрация соответствующих веществ в уходящих газах, мг/м³, допустимые величины которых даны в табл. 8.1.

Приведенные в табл. 8.1 санитарные нормы предотвращают прямое вредное действие на здоровье людей, но не исключают возможности неблагоприятного воздействия на окружающую среду [35]. В связи с этим разрабатываются нормы ограничений выброса абсолютных количеств веществ в окружающую среду для всех промышленных предприятий, включая котельные и тепловые станции. Такие ограничения называют нормами предельно допустимых выбросов — ПДВ. Их утверждают в законодательном порядке [36, 37].

8.2. ПЕРЕРАБОТКА СЕРНИСТЫХ ТОПЛИВ ПЕРЕД СЖИГАНИЕМ В ТОПКАХ КОТЛОВ

В твердом топливе сера содержится в трех формах: в виде включений колчедана FeS_2 , серы, входящей в состав молекул органической массы топлива, и сульфатной (в сернокислых солях кальция и щелочных металлов).

В результате обогащения угля можно удалить только колчеданную серу. Это даст ощутимый эффект, если содержание колчеданной серы составляет значительную долю общего содержания серы и вкрапления колчедана достаточно крупны. Так, например, для подмосковного бурого угля, даже при сухом методе обогащения, удастся удалить 25—30 % серы.

Для удаления из угля колчеданной и органической серы может быть применено также гидротермическое обессеривание углей. При таком способе измельченное топливо обрабатывается в автоклавах щелочными растворами, содержащими гидриды окисей натрия и калия, после чего получается уголь с малым содержанием серы. Отделение угля от жидкости осуществляется центрифугированием, после чего уголь сушится.

Известен также способ связывания серы в кипящем слое, когда топливо сжигается в кипящем слое частиц размолотого известняка, в которые погружены для интенсивного охлаждения поверхности нагрева котла. При температуре около 900 °С происходит диссоциация CaCO_3 на CO_2 и CaO ; последняя вступает в реакции с серой, обра-

зую в конечном счете CaSO_4 — сульфат кальция. Очистка топлива от серы в этом случае может достигать $\sim 90\%$. Часть кипящего слоя, поглотившего серу топлива, подается пневмотранспортом на регенерацию. Регенерированная окись кальция возвращается в топочное устройство.

Изложенные способы удаления серы из твердого топлива из-за своей сложности и дороговизны не нашли применения в котельных установках.

Содержание серы в жидком топливе можно понизить, подвергая его воздействию высоких температур с использованием окислителей (газификация) или без них (пиролиз).

Процесс газификации осуществляется в условиях высоких температур ($900\text{—}1300^\circ\text{C}$) при ограниченном доступе кислорода ($40\text{—}45\%$ теоретического необходимого). Жидкое топливо почти целиком превращается в газ, а сернистые соединения топлива — в основном в сероводород. Очистка газа от сероводорода обычно осуществляется абсорбцией. Все эти способы очистки мазута от серы в обычных котельных не применяются из-за сложности и достаточно высокой стоимости.

Очистка продуктов сгорания от окислов серы с помощью мокрых скрубберов, как показал опыт их работы, малоэффективна, так как вода поглощает лишь некоторую часть SO_3 , образуя серную кислоту и в очень малой степени SO_2 . Для увеличения поглощения SO_2 , содержащегося в дымовых газах в относительно небольших концентрациях ($0,1\text{—}0,3\%$), требуется применять более эффективные поглотители — а именно водные растворы или взвеси веществ, переводящие окислы серы в сульфаты или сульфиты. Известны также установки для очистки газов от окислов серы известью. Однако этот способ очистки является сложным и дорогим и потому пока не нашел распространения как в СССР, так и за рубежом.

8.3. МЕТОДЫ ПОДАВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАНИЯ ОКИСЛОВ АЗОТА В ТОПКАХ КОТЛОВ

Окислы азота вредно действуют на органы дыхания живых организмов и вызывают ряд серьезных заболеваний, а также разрушающе действуют на оборудование и материалы, способст-

вуют образованию смогов и ухудшению видимости.

По данным табл. 8.1 можно судить о токсичности окислов азота. Так, максимально-разовая, предельно допустимая концентрация двуокиси азота почти в 6 раз ниже, чем ПДК для сернистого ангидрида, и в 30 раз меньше, чем для окиси углерода. Окислы азота образуются за счет окисления содержащегося в топливе азота и азота воздуха и содержатся в продуктах сгорания всех топлив — углей, мазутов и природного газа. Условием окисления азота воздуха является диссоциация молекулы кислорода воздуха под действием высоких температур в топке ($1900\text{—}2000^\circ\text{C}$).

В результате реакций в топочной камере образуется в основном окись азота NO (более 95%). Образование двуокиси азота NO_2 за счет доокисления NO требует значительного времени и происходит при низких температурах на открытом воздухе. Таким образом, на выходе из дымовой трубы состав окислов азота почти не изменяется по сравнению с топочной камерой и только в атмосфере происходит процесс его постепенного доокисления. Концентрация окислов азота в уходящих газах котлов находится в пределах от $0,1$ до $1,3\text{ г/м}^3$. Количество окислов азота, образующихся при горении, зависит от уровня и распределения температур, т.е. зависит от соотношения скорости горения и скорости отвода теплоты от факела.

Наибольший выход окислов азота характерен для высококалорийных сортов топлива и форсированных топков. В воде NO практически не растворяется. Очистка продуктов сгорания от NO и других окислов азота технически сложна и в большинстве случаев экономически нерентабельна. Вследствие этого усилия как у нас, так и за рубежом направлены в основном на снижение образования окислов азота в топках котлов.

Образование окислов азота в процессе горения топлива уменьшается при снижении температуры горения, при сокращении времени пребывания азота и кислорода в высокотемпературной части факела, а также при уменьшении количества свободного кислорода в факеле. Анализ основных факторов, влияющих на образование окислов азота, позволяет наметить

методы их подавления в топке.

Радикальным способом снижения образования окислов азота является организация двухстадийного сжигания топлива, т. е. применение двухступенчатых горелочных устройств (см. § 4.3). По этому методу в первичную зону горения подается 50—70 % необходимого для горения воздуха, остальная часть воздуха (50—30 %) поступает во вторую зону, где происходит дожигание продуктов неполного сгорания.

Отвод теплоты из первичной зоны горения должен быть достаточно большим, чтобы заключительная стадия процесса горения происходила при более низкой температуре.

В настоящее время проводятся исследования работы горелочных устройств для двухстадийного горения или получения растянутого по длине топочной камеры факела, что должно обеспечивать значительное снижение температурного уровня в топке и соответственно уменьшение образования окислов азота.

Вторым методом подавления образования окислов азота в топке является рециркуляция дымовых газов в топочную камеру. В этом случае дымовые газы при температуре 300—400 °С забираются из конвективной шахты котла и подаются в топочную камеру. Ввод газов в топочную камеру может осуществляться через шлицы под горелками, через кольцевой канал вокруг горелок или путем подмешивания газов в воздух перед горелками.

Как показали исследования, наиболее эффективным оказался последний способ, при котором происходит наибольшее снижение температуры в ядре факела. Подмешивая до 20—25 % дымовых газов, удается снизить содержание окислов азота на 40—50 %. Рециркуляция газа, наряду с уменьшением температуры горения, приводит к снижению концентрации кислорода, т. е. уменьшению скорости горения, растягиванию зоны горения и более эффективному охлаждению этой зоны топочными экранами.

Подача воды и пара в зону горения также приводит к снижению образования окислов азота. Ввод воды или водяного пара в количестве 5—10 % всего количества воздуха снижает температурный уровень в топке, так

же как и при вводе рециркулирующего газа.

Снижение температуры подогрева и уменьшение избытка воздуха в топке тоже несколько уменьшает образование окислов азота как за счет снижения температурного уровня в топке, так и за счет уменьшения концентрации свободного кислорода.

Перечисленные способы при комплексном их использовании могут существенно снизить образование окислов азота в топке.

В табл. 8.2 приведены ориентировочные усредненные предварительные

Таблица 8.2. Возможные пределы снижения образования NO_2 в топках котлов, %

Топливо	Методы снижения NO_2					
	Малые значения α_T	Двухступенчатое горение	Двухступенчатое горение при малых α_T	Рециркуляция	Рециркуляция при малых значениях α_T	Впрыск воды или пара
Природный газ	33	50	90	33	80	10
Мазут	33	40	73	33	70	10
Уголь	25	35	60	33	55	10

данные по эффективности различных способов снижения образования окислов азота в топках котлов.

Из табл. 8.2 видно, что за счет комбинации различных мероприятий образование окислов азота на природном газе можно сократить в 5—10 раз, на мазуте примерно в 3 раза, на твердом топливе в 2 раза.

8.4. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ОБ УМЕНЬШЕНИИ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ВОДОЕМОВ

Предельно допустимой концентрацией (ПДК) вредного вещества в водоеме называется его концентрация, которая при ежедневном воздействии в течение длительного времени на организм человека не вызывает каких-либо патологических изменений и заболеваний, а также не нарушает биологического оптимума в водоеме.

В настоящее время определены ПДК далеко не всех вредных веществ, сбрасываемых в водоемы, что объясняется длительностью и большими трудностями в их определении. Труд-

ность определения ПДК связана с тем, что, кроме санитарного, ее величина имеет и большое экономическое значение, так как неоправданное занижение ПДК может привести к большим затратам на очистку воды. Сброс в водоемы новых веществ, ПДК которых не определена, запрещен. В табл. 8.3 приведены значения ПДК в водоемах.

Для сточных вод величины ПДК не нормируются, так что необходимая степень их очистки определяется только по состоянию водоема после сброса в него сточных вод. При этом содержание вредных веществ должно соответствовать санитарным нормам в водоемах для питьевого и культурно-бытового водопользования в створе, расположенном на 1 км выше ближайшего по течению пункта водопользования, а на непроточных водоемах на расстоянии 1 км по обе стороны от пункта водопользования.

Для рыбохозяйственных водоемов санитарные нормы относятся к участкам в створе или ниже спуска сточных вод, с учетом возможной степени их смешения от места спуска до границы рыбохозяйственного участка водоема.

При сбросе воды в черте любого населенного пункта требования, предъявляемые к составу и свойствам воды водоема, должны относиться к самим сточным водам.

Таблица 8.3. Предельно допустимые концентрации вредных веществ в водоемах, мг/кг

Вещество	Для водоемов санитарно-бытового водопользования	Для рыбохозяйственных водоемов
По общесанитарному лимитирующему показателю вредности		
Аммиак (по азоту)	2,0	0,05
Хлор активный	—	—
Цинк	1	—
Соли серной кислоты	500	—
Нефть высокосернистая	0,1	—
Нефть и нефтепродукты в растворенном и эмульгированном состоянии	0,5	0,05
Фенолы	0,001	0,001

При сбросе сточных вод должно существовать предельное количество сбрасываемых примесей (предельно допустимый выброс—ПДВ) в единицу времени, которое определяется условиями сброса, характером примесей, их количеством, режимом сброса, дебитом водоема и другими конкретными особенностями водоема и сброса. Предельно допустимые выбросы должны быть рассчитаны для конкретных условий и во многом определяют требуемую степень очистки сточных вод.

8.5. СТОЧНЫЕ ВОДЫ КОТЕЛЬНЫХ И ПУТИ СОКРАЩЕНИЯ ВРЕДНЫХ СБРОСОВ

В котельных в зависимости от исходной воды и требований к качеству добавочной воды применяются различные схемы водоподготовительных установок. Все использованные на водоподготовительных установках реагенты и соли, извлеченные из воды, должны удаляться. Количество сбрасываемых солей при этом достигает значительных величин.

Например, при водоприготовительных установках производительностью 200 м³/ч со стоками сбрасывается 0,2—0,25 т/ч различных солей. Солевые сбросы водоподготовительных установок содержат нейтральные соли, кислоты и щелочи, не являющиеся токсичными. Однако эти сбросы приводят к существенному повышению солесодержания водоемов и изменению показателя pH. Со сточными водами предочистки сбрасываются также все уловленные органические вещества, повышающие биохимическую потребность водоема в кислороде (БПК), а также взвешенные вещества, поэтому непосредственный сброс этих вод в водоемы недопустим. По санитарным нормам в водоемах ограничено содержание ионов Cl до 350 мг/кг, ионов SO²⁻ до 500 мг/кг, в то время как они в больших количествах содержатся в сбрасываемых водах из водоподготовительных установок.

Сточные воды, загрязненные нефтепродуктами, представляют особую опасность для водоемов в связи с малыми значениями их ПДК (см. табл. 8.3). Нефтепродукты наносят серьезный вред водоемам, так как пленка, образующаяся на поверхности воды,

уменьшает аэрацию. Тяжелые нефтепродукты образуют донные отложения, изолируют флору и фауну дна от остальной части водоема. Кроме того, нефтепродукты даже в небольших концентрациях оказывают губительное воздействие на икру рыб. Сточные воды от химических промывок котлов имеют резкопеременный расход, а также изменение концентраций и состава примесей во время сброса. В отработанных растворах после химических промывок котлов содержится до 70—90 % применяемых реагентов.

Сточные воды систем гидрозолошлакоудаления из котельных, работающих на твердом топливе, возникают при транспорте шлака и золы технической водой на золоотвалы, расположенные часто на значительном расстоянии от котельной.

Взаимодействие золы с водой приводит к тому, что определенная часть золы растворяется в воде, остальная образует с водой суспензию (пульпу). Состав примесей в воде и их количество зависят от химического состава золы, от системы гидрозолоудаления и от степени очистки дымового газа от золы. По основному насыщающему веществу различают следующие типы вод гидрозолошлакоудаления:

насыщенные $\text{Ca}(\text{OH})_2$ — известковые;

насыщенные CaSO_4 ;

одновременно содержащие $\text{Ca}(\text{OH})_2$ и CaSO_4 ;

относительно маломинерализованные.

Вода систем гидрозолошлакоудаления может содержать повышенную концентрацию фторидов, мышьяка, ванадия, редко ртути и германия и часто канцерогенные органические соединения, например как фенолы, т. е. вещества и соединения, имеющие вредные свойства.

При прямоточной системе гидрозолошлакоудаления в водоем сбрасываются все примеси в истинно растворенном состоянии и часть грубодispersных примесей, не успевших осесть в золоотвале.

При оборотной системе гидрозолошлакоудаления часть вредных примесей может попасть в водоем за счет фильтрации золоотвала.

8.6. ОЧИСТКА СТОЧНЫХ ВОД КОТЕЛЬНЫХ

Непосредственный сброс сточных вод водоподготовительных установок в водоемы недопустим из-за резкопеременных значений pH, а также высокого содержания в них грубодispersных примесей и солей.

В настоящее время сточные воды водоподготовительных установок в основном корректируются по показателю pH, и в некоторых случаях из них непосредственно выделяются грубодispersные примеси. Сточную воду предочисток (продувка осветлителей) следует отводить в систему гидрозолошлакоудаления в тех случаях, когда в результате сброса в систему гидрозолоудаления не будет наблюдаться образование отложений.

Воду при $\text{pH} > 9$ целесообразно направлять на нейтрализацию кислых стоков ВПУ.

Сточные воды ионообменной части водоподготовительной установки представляют собой истинные растворы солей. Эти воды можно в зависимости от местных условий направлять:

в водоемы с соблюдением санитарно-гигиенических и рыбохозяйственных требований к качеству воды водоема в расчетном створе;

в системы гидрозолошлакоудаления;

в пруды-испарители при благоприятных климатических условиях.

Очистка сточных вод от нефтепродуктов в настоящее время осуществляется методом отстаивания, флотации и фильтрования. Широкому распространению метода отстаивания способствует самопроизвольность разделения воды и нефтепродуктов и высокая эффективность разделения. Отстаивание производится в специальных нефтеловушках, в которые сточная вода подается из приемной камеры и, пройдя под полупогруженной перегородкой, попадает в отстойную камеру, где и происходит процесс разделения воды и нефтепродуктов.

Очищенная вода, пройдя под второй полупогруженной перегородкой, выводится наружу, а частицы нефтепродуктов, всплывшие на поверхность воды, образуют пленку, которая удаляется специальным устройством.

Увеличение температуры воды приводит к снижению ее вязкости и спо-

способствует улучшению выделения частиц нефтепродуктов.

При отстаивании всплывание капелек нефтепродуктов происходит с очень малыми скоростями. Гораздо более интенсивно происходит процесс разделения капелек нефти и воды при флотации сточной воды. Флотационная очистка воды заключается в образовании комплексов частицы нефти — пузырек воздуха, с последующим выделением этих комплексов из воды. При этом скорость всплывания таких комплексов в 10^2 — 10^3 раз превышает скорость всплывания нефти.

Механизм образования комплекса частицы нефти — пузырек воздуха может быть различным. Согласно этому различают напорную флотацию, при которой пузырьки воздуха выделяются из пересыщенного раствора его в воде, и безнапорную, которая осуществляется при помощи пузырьков воздуха, вводимых в воду специальным устройством.

Заключительной стадией очистки сточных вод, загрязненных нефтепродуктами, является фильтрование. Процесс фильтрования сточных вод основан на прилипании эмульгированных частиц нефтепродуктов к поверхности зерен фильтрующего материала.

Материалами для загрузки фильтров являются кварцевый песок и антрацит. Иногда применяют сульфуголь, отработанный в Na-катионитных фильтрах.

Выделенные нефтепродукты направляются в мазутоприемник, куда также поступают нефтепродукты из нефтеловушки. Эти нефтепродукты подогреваются паром и далее направляются в котельную для сжигания.

При очистке вод обмывок поверхностей нагрева котлов возникает проблема не только их обезвреживания, но и одновременного выделения ценных продуктов: ванадия и никеля. Простейшим решением при очистке обмывочных вод является их нейтрализация щелочными растворами (гидрооксидом натрия, содой, известью) с целью выделения вредных веществ в осадок с последующим его отделением от воды. После отстаивания часть осветленной воды может быть повторно использована на обмывки котлов, а шлам подается для обезвреживания на пресс-фильтры. Затем обезвоженный шлам (около

40 % воды) подается шнековым транспортером на склад. Фильтрат из пресс-фильтров может через бак-сборник подаваться на катионитный фильтр для улавливания остатков катионитов тяжелых металлов. Фильтрат катионитного фильтра сбрасывается в водоем. Для выделения ванадия процесс осаждения обычно организуется в две стадии. На первой стадии производится обработка воды щелочью до значения $pH=4,5 \div 5,0$, при котором полностью осаждаются $Fe(OH)_3$ и основная масса ванадия, а на второй стадии процесс нейтрализации проводится при значении показателя $pH=8,5 \div 10$, при котором осаждаются остальные гидроокиси. Ценность представляет шлам, полученный только на первой стадии нейтрализации. Несмотря на более высокое содержание ванадия в этом шламе по сравнению с одностадийной переработкой, в нем содержатся посторонние вещества, что может затруднять переработку в дальнейшем.

Способ очистки сточных вод химических промывок и консервации оборудования зависит от состава примесей в воде. При обезвреживании сточных промывочных вод основным являются разрушение образовавшихся при промывках комплексов металлов с реагентами, выделение этих металлов в осадок и разрушение органических соединений.

В котельных на твердом топливе с замкнутой системой ГЗУ возможен сброс промывочных и консервационных растворов непосредственно на золоотвалы, если значения pH осветленной воды в нем не выше 8. Если значение pH осветленной воды ГЗУ меньше 8, то промывочная вода предварительно нейтрализуется, чтобы в результате ее сброса значение pH после смешения в системе ГЗУ не ниже 7 для предотвращения процессов коррозии. Обезвреживание сточных вод систем гидрозолоудаления в полном объеме затруднительно из-за больших расходов такой воды и высоких концентраций примесей. В применении к таким водам более правильным является снижение концентрации в них токсичных примесей до величин, при которых возможны их сбросы в водоемы.

В настоящее время ведутся исследования для разработки методов очистки сточных вод такого вида от ток-

сичных примесей (никель, ртуть, цинк, мышьяк и др.). Некоторые полученные данные показывают, что при определенной коррекции сточной воды (соотношение воды и золы, значения

pH) с учетом кинетики процесса возможно достаточно глубокое удаление токсичных примесей из сточных вод ГЗУ без строительства специальных очистных сооружений.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ

9.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Компоновку технологического оборудования котельной осуществляют, пользуясь указаниями [9].

Рациональная компоновка котельной должна:

обеспечить надежную работу, удобное и безопасное обслуживание установленного оборудования;

дать минимальную протяженность трубопроводов и других коммуникаций, а также кабельных линий;

приводить к наименьшим габаритам помещений для размещения оборудования, лабораторий и ремонтных служб котельных, чтобы сократить затраты на строительные конструкции, здания и вспомогательные сооружения;

обеспечивать минимально потребное количество обслуживающего персонала путем использования в экономически оправдываемых пределах средств автоматизации технологических процессов;

допускать поочередную установку оборудования, а также расширение в условиях действующей первой очереди котельной с минимальными переделками коммуникаций;

создавать условия для механизированного производства ремонтных работ, ревизий и чистки оборудования и арматуры, используя для этих целей специальные приспособления, грузоподъемные механизмы и ремонтные площадки.

Здание котельной, как правило, состоит из помещения, в котором размещены котельные агрегаты с их вспомогательным оборудованием, бункерного отделения — этажерки топливоподачи, части здания или пристройки для установки золоуловителей, водоподготовительной установки, трансформаторной подстанции, электрических щитов, щитов контрольно-измерительных приборов и автоматики, а также поме-

щений для лабораторий и служебно-бытовых помещений и ремонтного пункта.

Водоподготовительные установки для котельных допускается проектировать в отдельно стоящих зданиях. В котельных, сжигающих газообразное или жидкое топливо, бункерное отделение, топливоподача, пылеприготовление и золоудаление отсутствуют, так что компоновочные решения таких котельных существенно упрощаются.

При проектировании котельных собственно котлы и их вспомогательное оборудование желательно принимать в заводской или типовой компоновке, которая обычно выполняется по агрегатной схеме. Установка котлов в котельной осуществляется однорядной, с фронтом, расположенным в одну линию и обращенным к окнам котельного зала.

Компоновку оборудования котельной при размещении его полностью внутри помещений называют **закрытой**.

При благоприятных климатических условиях (теплый климат, отсутствие пыльных и песчаных бурь и т. д.) котлы и вспомогательное оборудование могут быть размещены вне здания. Такая компоновка оборудования называется **открытой**. При ее осуществлении, однако, щиты управления и распределительные устройства располагаются в закрытых помещениях.

Полуоткрытой называется компоновка, при которой часть вспомогательного оборудования, например деаэраторы, вентиляторы, дымососы или золоуловители, находятся вне здания, или компоновка, при которой только нижняя часть котлов с горелками, арматурой и трубопроводами в пределах котлов расположена внутри здания, а верхняя часть котлов находится вне здания. Полуоткрытая компоновка оборудования допускается только для районов с расчетной тем-

пературой наружного воздуха не ниже -30°C .

Здания котельных должны проектироваться с учетом требований индустриальных методов строительства и монтажа [43].

Наиболее дорогими элементами зданий являются этажерки (бункерная, деаэрационная), поэтому котельные, как правило, следует проектировать одноэтажными павильонного типа с минимальным количеством встроенных этажерок. В настоящее время для зданий из железобетонных конструкций принят шаг колонн 6 или 12 м. Размеры пролетов зданий (глубина) следует принимать равными 6, 9, 12, 18, 24 или 30 м.

Выбор того или иного пролета определяется размерами и компоновкой устанавливаемого оборудования. Иногда в качестве монтажных проемов могут быть использованы дверные и оконные проемы. Из всех этажей здания котельной, а также с площадок и этажерок необходимо предусмотреть два выхода: один через лестничную клетку в постоянном торце здания, другой на площадки наружных пожарных лестниц в торце расширения котельной.

Надбункерные галереи топливоподачи, как правило, должны быть отделены от котельных залов несгораемыми перегородками.

Для предотвращения скопления пыли на трактах топливоподачи проектируют установку пневмоуборки или гидросмыва. Наклонная и надбункерная галереи транспортеров топливоподачи оборудуются системами отопления и вентиляции. В местах пересыпки топлива предусматриваются местные отсосы запыленного воздуха (аспирация). Чтобы не утяжелять строительные конструкции за счет восприятия динамических нагрузок от оборудования, а также не передавать вибраций на них, насосы, углеразмольные мельницы, дымососы и вентиляторы, как правило, должны устанавливаться на нулевой отметке котельной на фундаментах, не связанных со строительными элементами здания котельной.

Для обслуживания и ремонта оборудования предусматриваются свободные проходы не менее 0,8 м от выступающих частей, а также устройства и площадки, необходимые для выемки деталей и узлов.

Практика проектирования котельных показывает, что минимально возможная протяженность трубопроводных коммуникаций получается при установке сетевых и питательных насосов вдоль фронта котлов. Насосы размещаются обычно под встроенной этажеркой для установки щитов КИП или теплообменников.

Помещение для установки фильтров водоподготовительной установки, как правило, не отделяется перегородкой от котельного зала.

Золоуловители, а иногда и тягодутьевые установки монтируются на открытом воздухе — между зданием котельной и дымовой трубой. Только в тех случаях, когда такое размещение не допускается санитарными нормами или климатическими условиями данного района [9], их устанавливают внутри здания.

Дымовые трубы сооружаются за пределами зданий котельных на расстоянии, которое определяется компоновкой устанавливаемых вне здания золоуловителей и дымососов, а также габаритами фундамента под дымовую трубу и конструкцией газоходов. При наличии высоких уровней грунтовых вод газоходы выполняются надземными.

В котельной, со стороны постоянного торца, предусматриваются помещения для механической мастерской, лабораторий, водоподготовительных установок (ВПУ) и КИП, а также для служебно-бытовых нужд обслуживающего и ремонтного персонала. Проекты служебно-бытовых помещений должны соответствовать требованиям СНиП II-92-76 [11].

В полу котельной размещаются каналы для трубопроводов и электрических кабелей. При компоновке оборудования необходимо учитывать возможность удобной трассировки каналов.

Для уменьшения общих капиталовложений строительство корпуса котельной часто осуществляют на окончателную мощность, а оборудование в нем часто устанавливают по мере роста тепловых нагрузок. Первоначальные тепловые нагрузки промышленного или жилого района обычно значительно ниже максимальной расчетной производительности котельной. Возможность пуска и эксплуатации устанавливаемого оборудования в таком режиме должна учитываться при

выборе и компоновке оборудования. Для выполнения монтажных и ремонтных работ оборудования или отдельных узлов и деталей с массой более 50 кг должны быть предусмотрены соответствующие грузоподъемные механизмы передвижения.

В качестве подъемного устройства для ремонта дымососов и вентиляторов, устанавливаемых вне помещения котельной, допускается использовать автомобильный кран. Для этого в компоновочных решениях необходимо предусмотреть возможность подъезда автомобильного транспорта к месту установки оборудования.

В проектах котельных следует применять конструкции зданий и сооружений из готовых унифицированных железобетонных строительных узлов и деталей при наименьшем числе типоразмеров; здания из облегченных металлоконструкций, стеновое заполнение из облегченных материалов, основное и вспомогательное оборудование в виде комплектных transportабельных агрегатов или монтажных блоков, подготовленных к сборке на месте установки, в том числе блоки трубопроводов и пылевоздухопроводов заводского изготовления.

9.2. РАЗМЕЩЕНИЕ КОТЕЛЬНЫХ НА ГЕНЕРАЛЬНОМ ПЛАНЕ

Правильный выбор площадки для сооружения котельной в большой мере предопределяет стоимость ее сооружения и экономичность работы. Размещение котельной должно соответствовать перспективной схеме теплоснабжения промышленного района или населенного пункта. При выборе площадки для строительства котельной должны учитываться условия теплоснабжения и близость потребителей теплоты. Площадка для сооружения котельной, как правило, должна располагаться в центре тепловых нагрузок района с учетом перспектив их развития. Особое внимание следует уделять выбору размещения площадки котельной, рассчитанной на сжигание твердого и высокосернистого топлива. Для таких котельных, если шлак и золу не используют строительные организации, шлакозолоотвалы должны располагаться на непригодных или малопригодных для других целей земельных участках, а для устранения

заноса летучей золы, сернистых и других токсичных дымовых газов в близлежащие жилые районы или промышленные объекты площадки котельных нужно располагать с учетом преимущественного направления ветра.

При проектировании котельных на территории промышленных предприятий или вблизи от них нужно объединять здания и сооружения материальных складов, центральных ремонтных мастерских, водозаборных устройств и насосных станций водоснабжения, железнодорожные пути, автодороги, инженерные сети, разгрузочные устройства и склады топлива, предварительные водоподготовительные установки, трансформаторные подстанции и очистные сооружения.

Санитарно-защитные зоны котельных, в зависимости от расхода топлива и его зольности, надлежит устанавливать согласно СНиП II-М.1-71* [11]. Размещение площадок котельных вблизи аэродромов должно в каждом отдельном случае согласовываться с управлениями, в ведении которых находятся данные объекты.

Площадка должна быть выбрана на конечную мощность котельной и с достаточными размерами для рационального размещения на ней всех необходимых зданий, сооружений и дорог. Кроме здания котельной, на площадке обычно размещают склад топлива и устройство топливopодачи, дымовую трубу и золоулавливающие установки, склад материалов и реагентов для ВПУ, установку золошлакоудаления, очистные устройства различных стоков и насосные станции для них. Размещение зданий и сооружений на площадке котельной должно обеспечивать возможность их расширения и надежную эксплуатацию при минимальных затратах на строительство.

Территория, на которой намечено разместить котельную, должна иметь надежный грунт, могущий служить естественным основанием зданию и сооружениям. Земляные и другие работы по планировке должны быть минимальными. Территория котельной, если котельная размещается вне промышленного предприятия и имеет открытые площадки с находящимися на них оборудованием, складами, трансформаторными подстанциями, должна быть благоустроена и отделена оградой. Между зданиями, сооружениями,

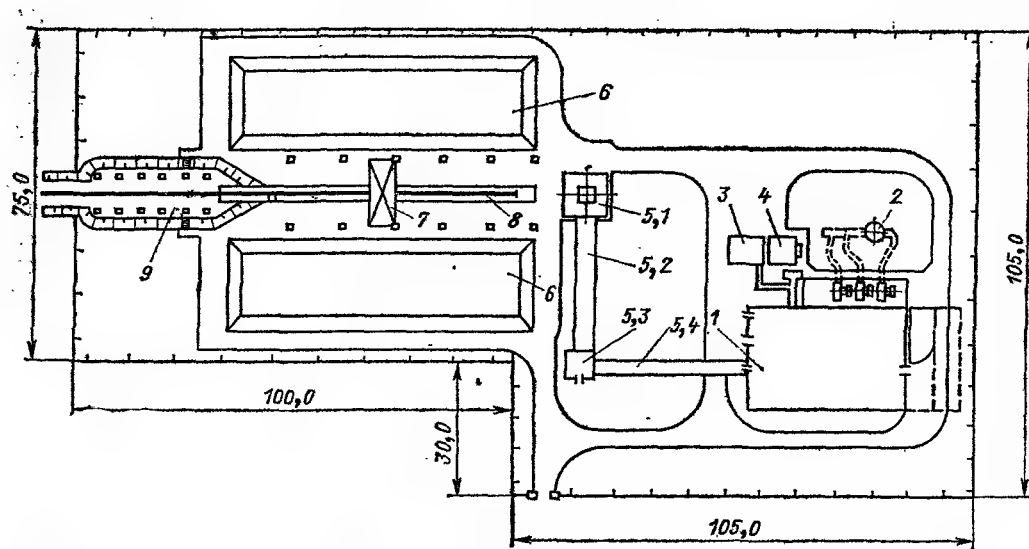


Рис. 9.1. Схема генерального плана котельной теплопроизводительностью 60 Гкал/ч.
Топливо — каменный уголь.

1 — котельная; 2 — дымовая труба; 3 — склад мокрого хранения соли; 4 — осадительная станция пневмозолошлакоудаления; 5.1 — приемное устройство; 5.2 — галерея № 1; 5.3 — дробильное отделение; 5.4 — галерея № 2; 6 — склад топлива; 7 — эстакада виборазгрузчика; 8 — разгрузочная эстакада; 9 — эстакада люкоподъемника.

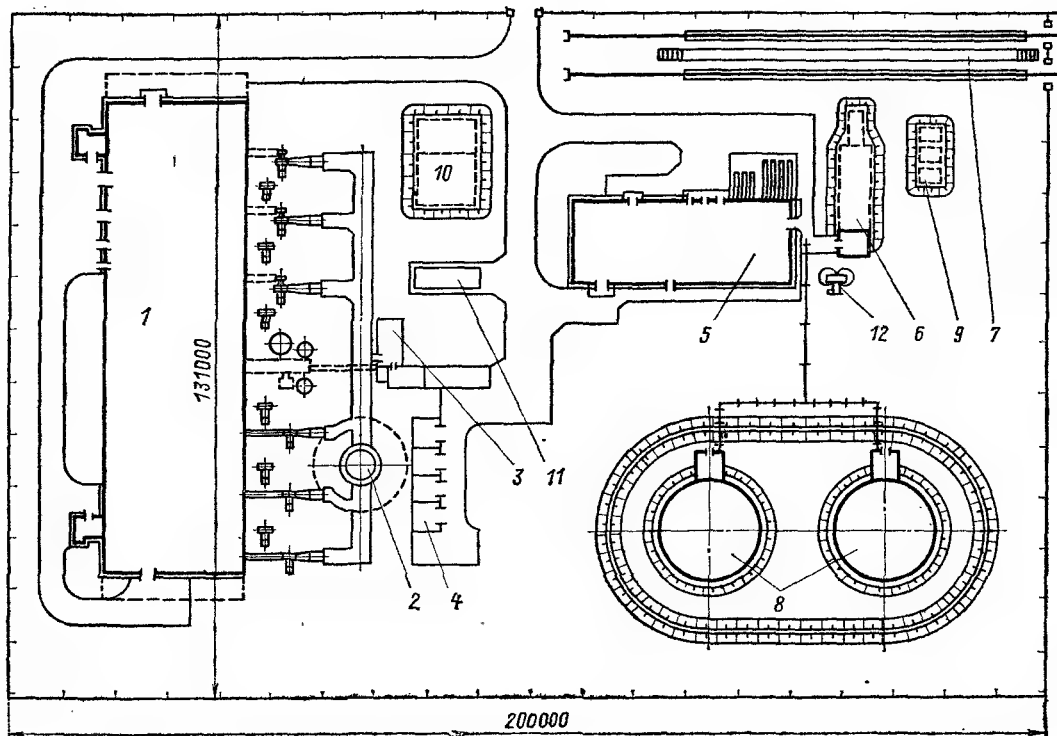


Рис. 9.2. Схема генерального плана котельной теплопроизводительностью 230 Гкал/ч.
Топливо — мазут, газ.

1 — здание котельной; 2 — дымовая труба; 3 — склад серной кислоты и соли; 4 — открытая трансформаторная подстанция; 5 — мазутонасосная со станциями очистки сточных вод и пожаротушения; 6 — приемная емкость мазута; 7 — железнодорожная эстакада мазутослива; 8 — резервуар металлический для хранения мазута; 9 — резервуар металлический для хранения жидких присадок; 10 — резервуар воды для нужд пожаротушения; 11 — нефтеуловитель; 12 — баки конденсата.

складом топлива и другими устройствами должны быть предусмотрены соответствующие строительным нормам и правилам расстояния и дороги, обеспечивающие возможность транспортных и противопожарных операций. Присоединение территории котельной к железным дорогам общего пользования проектируется по согласованию с местным управлением дороги.

Отвод воды с территории и из здания котельной должен быть осуществлен и увязан с сетью промышленной,ливневой и хозяйственной канализации всей площадки предприятия или территории, отведенной для строительства котельной. Стоки должны быть нейтрализованы, очищены от загрязнений твердыми частицами, нефтепродуктами и другими токсичными веществами, охлаждены до температуры ниже 40 °С и, если они вторично не могут быть использованы, лишь после этого выпущены в канализацию.

Основным показателем использования территории является коэффициент застройки, т. е. отношение площади, занятой зданиями и сооружениями, к общей площади комплекса. Для временных котельных коэффициент застройки должен находиться в пределах: на твердом топливе — 0,4—0,5, на жидком топливе и газе — 0,5—0,6.

На рис. 9.1 показана схема гене-

рального плана котельной общей теплопроизводительностью 60 Гкал/ч, работающей на твердом топливе. Доставка топлива (каменных и бурых углей) осуществляется железнодорожным транспортом. Для этой цели предусмотрен ввод железной дороги на территорию котельной. Рядом с железной дорогой расположен склад топлива и приемное устройство топливopoдачи.

Схема генерального плана котельной общей теплопроизводительностью 230 Гкал/ч, работающей на природном газе и на мазуте, показана на рис. 9.2. На схеме показано размещение зданий котельной, склада мазута и склада химикатов. Доставка мазута на территорию котельной предусмотрена железнодорожным транспортом.

На рис. 9.1 и 9.2 показаны принципиальные схемы расположения сооружений на площадке. Все размеры даны ориентировочные, могущие служить только для предварительного определения габаритов земельного участка под строительство котельной.

При проектировании генерального плана котельной следует предусматривать возможность размещения укрупнительно-сборочных площадок, складских, а также временных сооружений, необходимых на период производства строительно-монтажных работ. Необходимо также учесть сани-

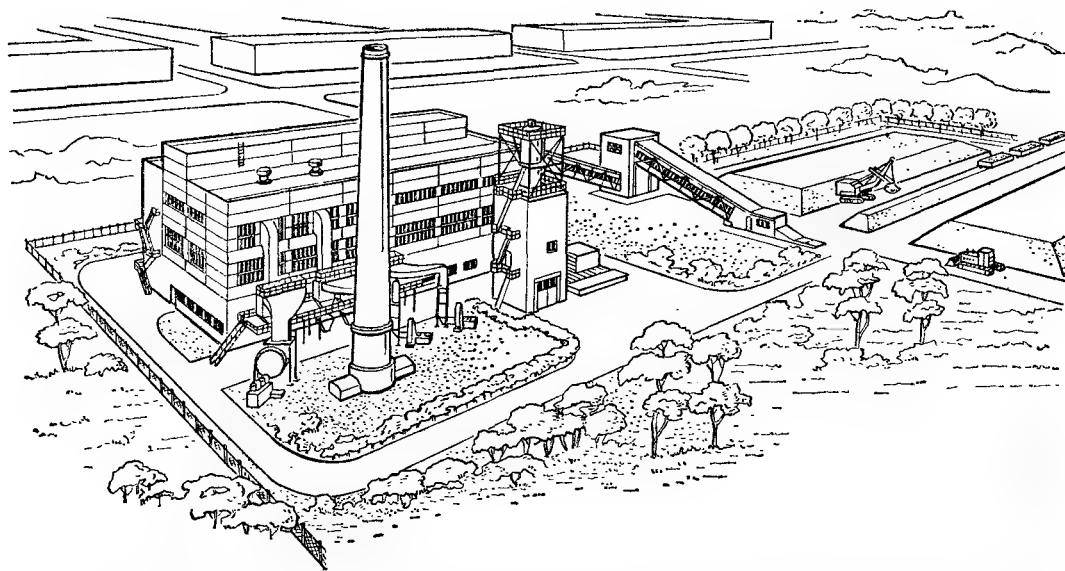


Рис. 9.3. Перспективный вид котельной теплопроизводительностью 60 Гкал/ч (топливо — каменный уголь).

тарные нормы допустимого уровня шума от устанавливаемого на открытых площадках оборудования при расположении котельной в районе жилой застройки.

Схема транспорта на территории котельной принимается исходя из ее расчетной производительности, с учетом очередности строительства и перспективы расширения. Проектом внутриплощадочных автомобильных дорог с усовершенствованным покрытием должна предусматриваться возможность подъезда транспорта к зданиям и сооружениям котельных и к оборудованию, устанавливаемому на открытых площадках.

Перспективные виды котельных дают общие представления о том, как сооружения комплекса котельной (котельная, склад топлива, топливоподача, склад реагентов, вспомогательный корпус) вписываются в архитектурный ансамбль данного жилого или промышленного района. На рис. 9.3 представлена перспектива котельной с водогрейными котлами КВ-ТС-20.

9.3. КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ НА ГАЗОМАЗУТНОМ ТОПЛИВЕ

Институтом «Сантехпроект» и Ленинградским ГПИ разработаны типовые проекты производственных и отопительных котельных с паровыми котлами типа ДЕ и КЕ различной паропроизводительности Бийского котельного завода. Компоновки котельных с паровыми котлами ТКЗ паропроизводительностью 100 и 160 т/ч разработаны ВНИПИэнергопромом. Котельные вырабатывают пар для технологических нужд промышленных предприятий, а также горячую воду для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения коммунальных потребителей. Новые типовые проекты могут применяться для строительства котельных в районах с обычными геологическими условиями и расчетной температурой наружного воздуха — 20 °С; —30 °С и —40 °С. Скоростной напор ветра принят 27, 35, 45 и 55 кгс/м², а нагрузки снегового покрова 50, 70 и 100 кгс/м².

На рис. 9.4 показана типовая компоновка котельной полуоткрытого типа с тремя паровыми котлами ДЕ-4-14ГМ. Теплоноситель — насыщенный

водяной пар — отпускается в количестве до 10 т/ч.

Котлы и основная часть вспомогательного оборудования размещены в котельном зале размерами в плане 30×12 м с высотой до низа ферм 6,00 м. Паровые котлы установлены с шагом 6,0 м. Водяные экономайзеры котлов приближены к задней стене котлов, а дутьевые вентиляторы устанавливаются перед котлами с фронта на нулевой отметке.

Приведенная компоновка в основном применяется для строительства котельной на территории промышленных предприятий, где допускается полуоткрытая установка оборудования.

К достоинствам такой компоновки котельной можно отнести хорошую естественную освещенность фронта обслуживания котлов и компактность установки оборудования. Следует также отметить такие недостатки приведенной компоновки, как стесненная расстановка питательных насосов и оборудования ВПУ, затрудняющая их обслуживание и выполнение ремонтных работ. Установка водяных экономайзеров котлов вплотную к их задней стене усложняет эксплуатацию.

На рис. 9.5 представлена компоновка открытой котельной с четырьмя паровыми котлами ДЕ-25-14ГМ для открытой системы теплоснабжения.

Теплопроизводительность котельной 56,5 Гкал/ч. Сетевая вода может подогреваться до 150 °С в установленных блоках теплообменников производительностью до 40,5 Гкал/ч. Предусмотрена возможность отпуска пара технологическим потребителям 20—25 т/ч.

Здание котельной запроектировано павильонного типа из сборных железобетонных конструкций с размером в плане 60×24 м и высотой до затяжки ферм 7,20 м. Дымовая труба высотой 60 м и диаметром на выходе газов 2,1 м обеспечивает удаление дымовых газов от всех паровых котлов. Газоходы от котлов к дымовой трубе — подаемые. Трансформаторная подстанция (КТП) и водоподготовительная установка размещаются в котельной. Блоки подогревателей сетевой воды и деаэрационно-питательные блоки установлены в котельном зале между паровыми котлами и ВПУ.

На рис. 9.6 показана компоновка котельной с тремя паровыми котлами ГМ-50-14 общей паропроизводительностью 150 т/ч. В котельной, кроме паровых котлов, установлен блок подогревателей сетевой воды теплопроизводительностью 13 Гкал/ч конструкции ЦКТИ для обеспечения нужд теплофикации производственных цехов

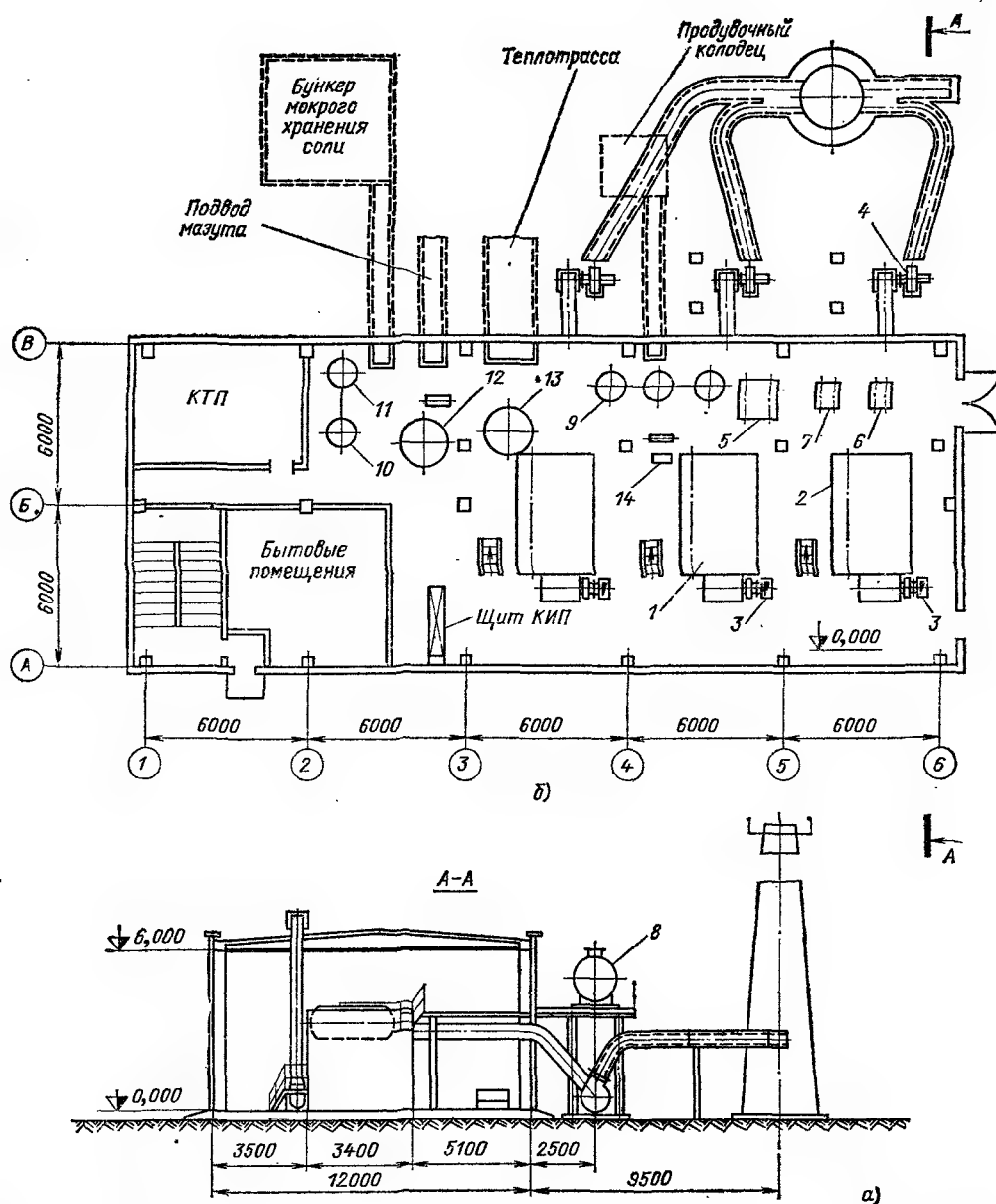


Рис. 9.4. Компонка котельной полуоткрытого типа с паровыми котлами ДЕ-4-14ГМ.

а — разрез; б — план; 1 — котел паровой; 2 — экономайзер; 3 — вентилятор дутьевой; 4 — дымосос; 5 — блок сетевых насосов; 6, 7 — блок питательных насосов; 8 — деаэратор; 9 — блок фильтров; 10 — фильтр раствора соли; 11 — бак с крепким раствором соли; 12 — бак и насос промывочной воды; 13 — бак для гидроперегрузки; 14 — блок подготовки исходной воды.

или небольшого жилого района. В связи с тем, что котельная сооружается на территории промышленного предприятия в районе с расчетной температурой наружного воздуха около -20°C , применена полуоткрытая установка оборудования. Топливом для котлов служит высокосернистый мазут. Для обеспечения требуемой санитарными нормами степени рассеивания вредных примесей дымовых газов

дымовая труба строится высотой 100 м.

Компоновка оборудования выполнена с учетом установки в перспективе четвертого парового котла того же типа. В котельном зале размерами в плане 42×18 м и высотой 14,40 м размещены паровые котлы и оборудование ВПУ. Вторая часть котельной той же высоты и размерами в плане 42×12 м служит для установки на нулевой отметке насосов, а также для размещения комплектной трансформаторной подстанции и механической мастерской. Второй этаж фронтальной части зда-

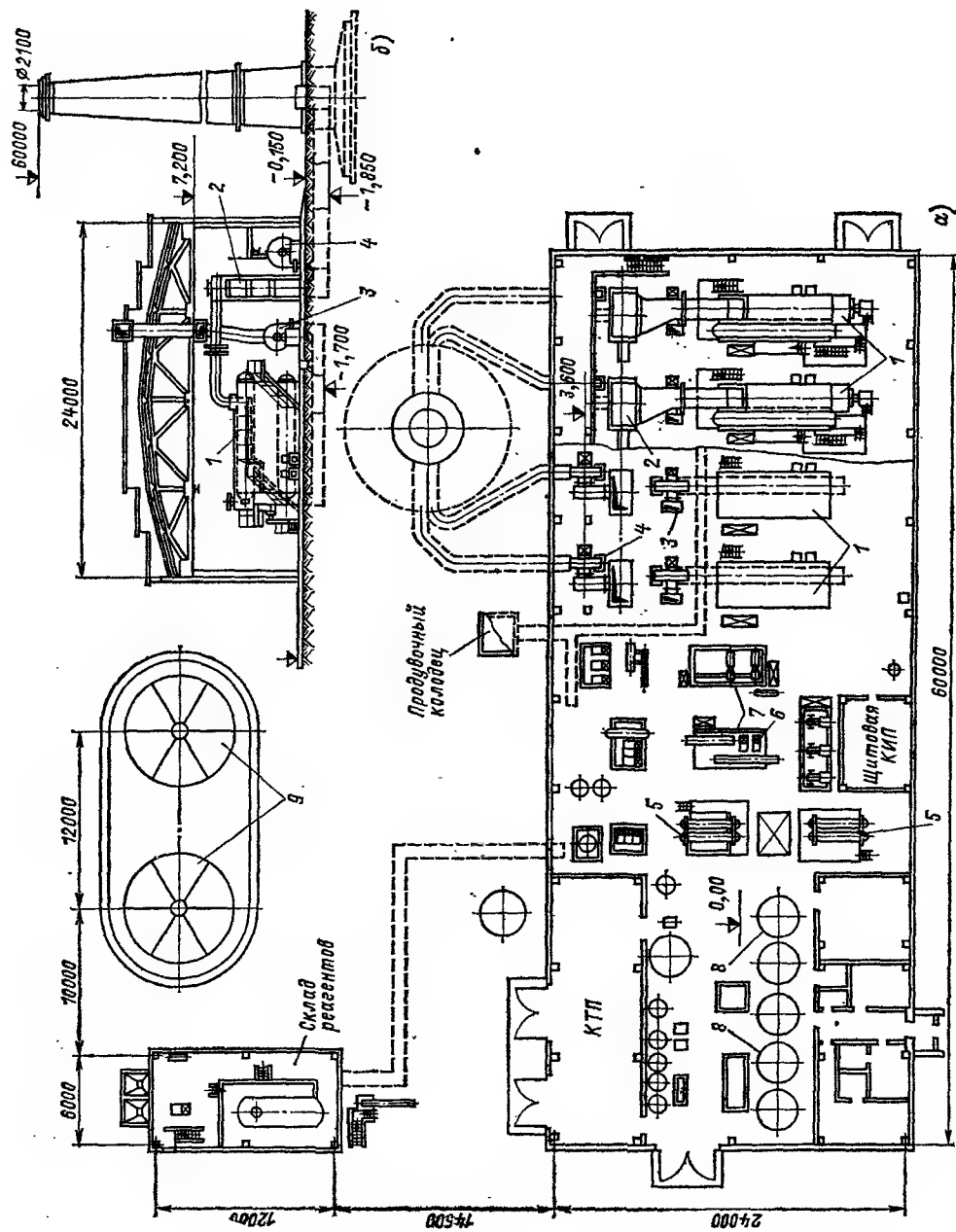


Рис. 9.5. Компонировка котельной с паровыми котлами ДЕ-25-14ГМ.

а — план; б — разрез; 1 — котел паровой; 2 — экономайзер; 3 — вентилятор; 4 — дымосос; 5 — блок подогревателей; 6 — насос питательный; 7 — деаэрактор; 8 — фильтр ВПУ; 9 — бак-аккумулятор.

ния на отметке 7,20 м занимают деаэрационные баки, блок подогревателей сетевой воды, РОУ и щиты КИПиА. Помещения третьего этажа на отметке 12,00 м используются для вентиляционной камеры, лабораторий и частично для служебно-бытовых нужд. Насосную группу и основную арматуру трубопроводов обслуживает подвесная ручная кран-балка.

Для небольших потребителей технологического пара (3—5 т/ч) сооружаются паровые котельные с установкой котлов Е-1/9-1М (для мазутного топлива) и Е-1/9-1Г (для газового топлива).

Типовые проекты таких котельных распространяет Центральный институт типового проектирования Госстроя СССР. Для котельной с четырьмя котлами Е-1/9-1М запроектировано здание размером в плане 30×9 м и высотой 3,6 м. Электроснабжение котельной предусмотрено от трансформаторной подстанции предприятия.

9.4. КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ С ВОДОГРЕЙНЫМИ И ПАРОВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ НА ГАЗОМАЗУТНОМ ТОПЛИВЕ

Компоновочные решения котельных с водогрейными котлами зависят от конструкции котла, вида сжигаемого топлива и выбранной системы теплоснабжения.

Институтом «Латгипропром» разработаны типовые проекты котельных

для всех водогрейных котлов, работающих в базовом режиме на газе и на высокосернистом мазуте, кроме котлов КВ-ГМ-180. Типовые проекты котельных распространяет Центральный институт типового проектирования Госстроя СССР. Кроме типовых компоновочных решений котельных, разработаны индивидуальные компоновки котельных. Последние используются в основном при расширении и реконструкции существующих котельных.

В настоящее время эксплуатируется большое количество котельных, в которых установлены башенные водогрейные котлы ПТВМ-50, ПТВМ-100 и ПТВМ-180. Общим недостатком этих котельных является установка индивидуальных металлических дымовых труб над котлами. Практика эксплуатации котлов ПТВМ-50-1 с индивидуальными дымовыми трубами высотой от 40 до 53 м показала, что создаваемая ими тяга не обеспечивает расчетную производительность котлов.

Следует отметить, что башенные водогрейные котлы ПТВМ-50; ПТВМ-100 и ПТВМ-180 теплопроизводительностью 50, 100 и 180 Гкал/ч снимаются с производства. В новых котельных, для которых выделяется газомазутное топливо, применять водогрейные котлы ПТВМ-50, ПТВМ-100 и ПТВМ-180 не допускается.

При сжигании высокосернистого

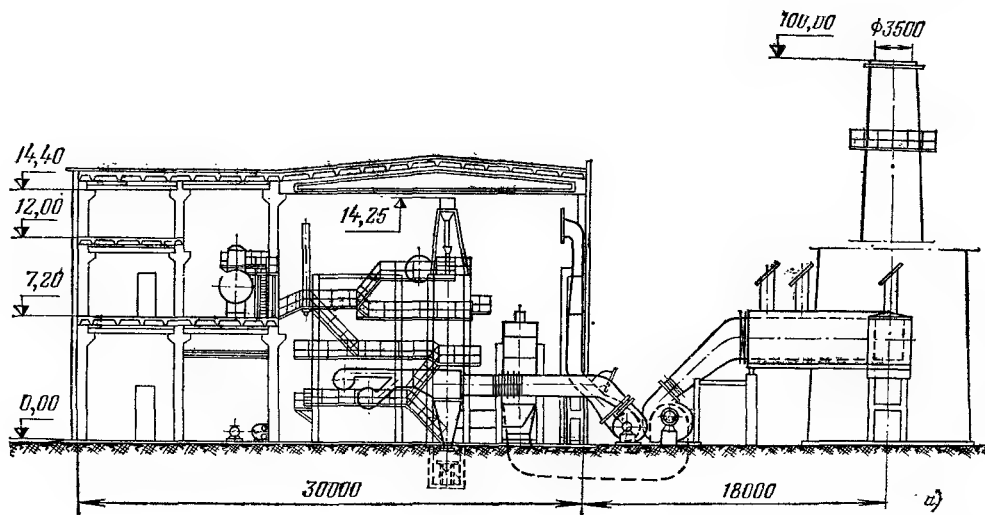
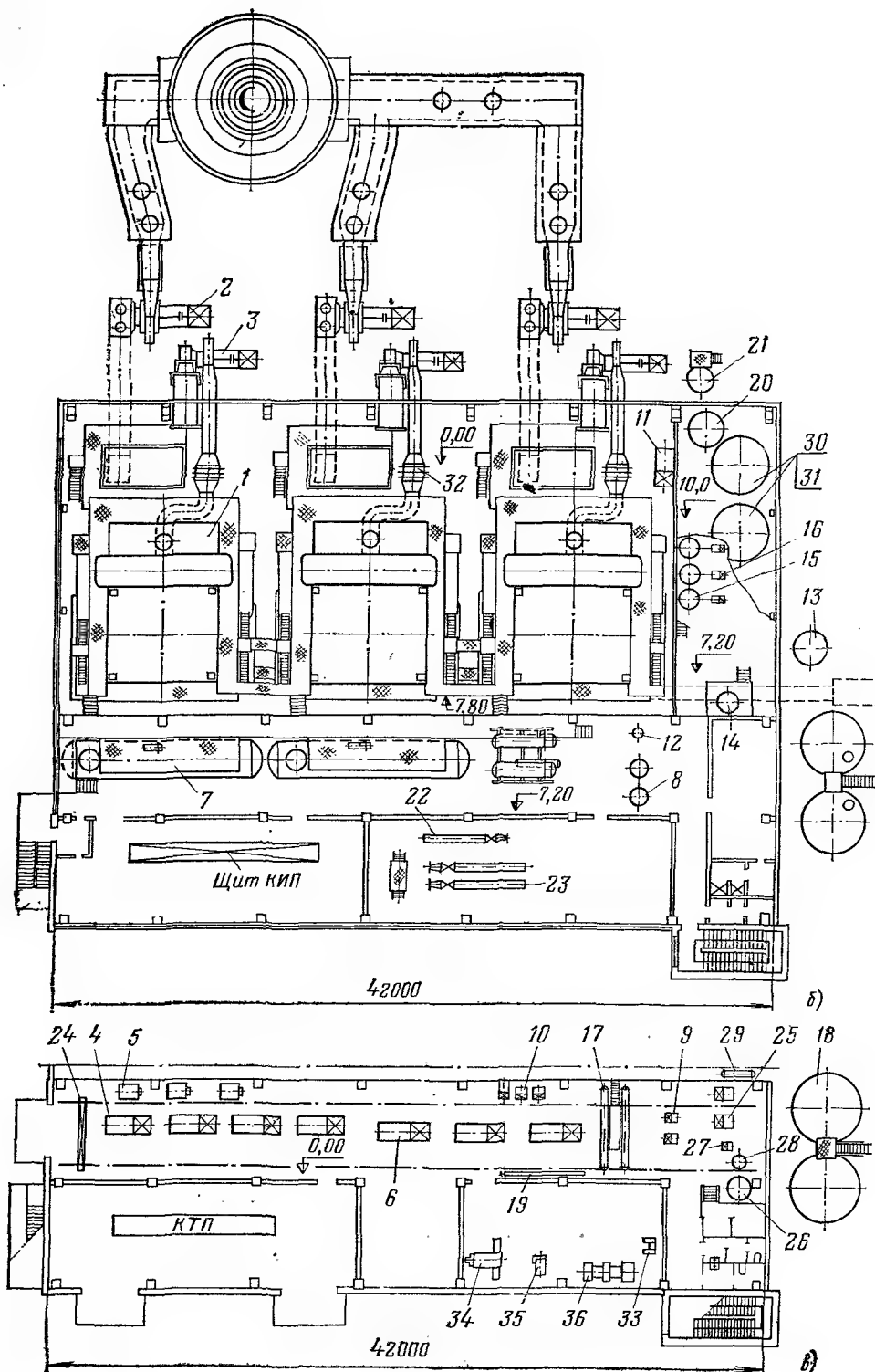


Рис. 9.6. Компоновка паровой

а — разрез; б — вид сверху; в — участок плана на отметке 0,00; 1 — котел паровой ГМ-50-14; 2 — дымосос; атмосферный; 8 — подогреватель сетевой воды; 9 — насос конденсатный; 10 — насос подпиточный; 11 — компрессор; 15 — бак раствора фосфата; 16 — насос-дозатор; 17 — охладитель конденсата; 18 — бак конденсатный; 14/8 кг/см²; 24 — кран-балка подвесная; 25 — насос сырой воды; 26 — гидромешалка; 27 — насос раствора раствора соли; 32 — калорифер; 33 — станок обдирочно-шлифовальный; 34 — станок фрезерный; 35 — станок



котельной с котлами ГМ-50-14.

3 — вентилятор; 4 — насос питательный; 5 — насос питательный поршневой; 6 — насос сетевой; 7 — деаэрактор-прессор; 12 — сепаратор непрерывной продувки; 13 — расширитель периодической продувки; 14 — теплообменник; 19 — подогреватель; 20 — бак технической воды; 21 — воздухоотборник; 22 — РОУ, 14/2 кгс/см²; 23 — РОУ фосфата; 28 — солерастворитель; 29 — подогреватель сырой воды; 30 — бак для ВПУ; 31 — бак насыщенного сверлильного; 36 — станок токарно-винторезный.

мазута в котельных должны применяться только водогрейные котлы унифицированной серии КВ-ГМ. До освоения серийного выпуска таких котлов теплопроизводительностью 30 Гкал/ч в проектах новых котельных

принимаются к установке водогрейные котлы ПТВМ-30М с П-образной компоновкой.

На рис. 9.7 показана компоновка котельной с двумя котлами ПТВМ-30М по типовому проекту. Водогрей-

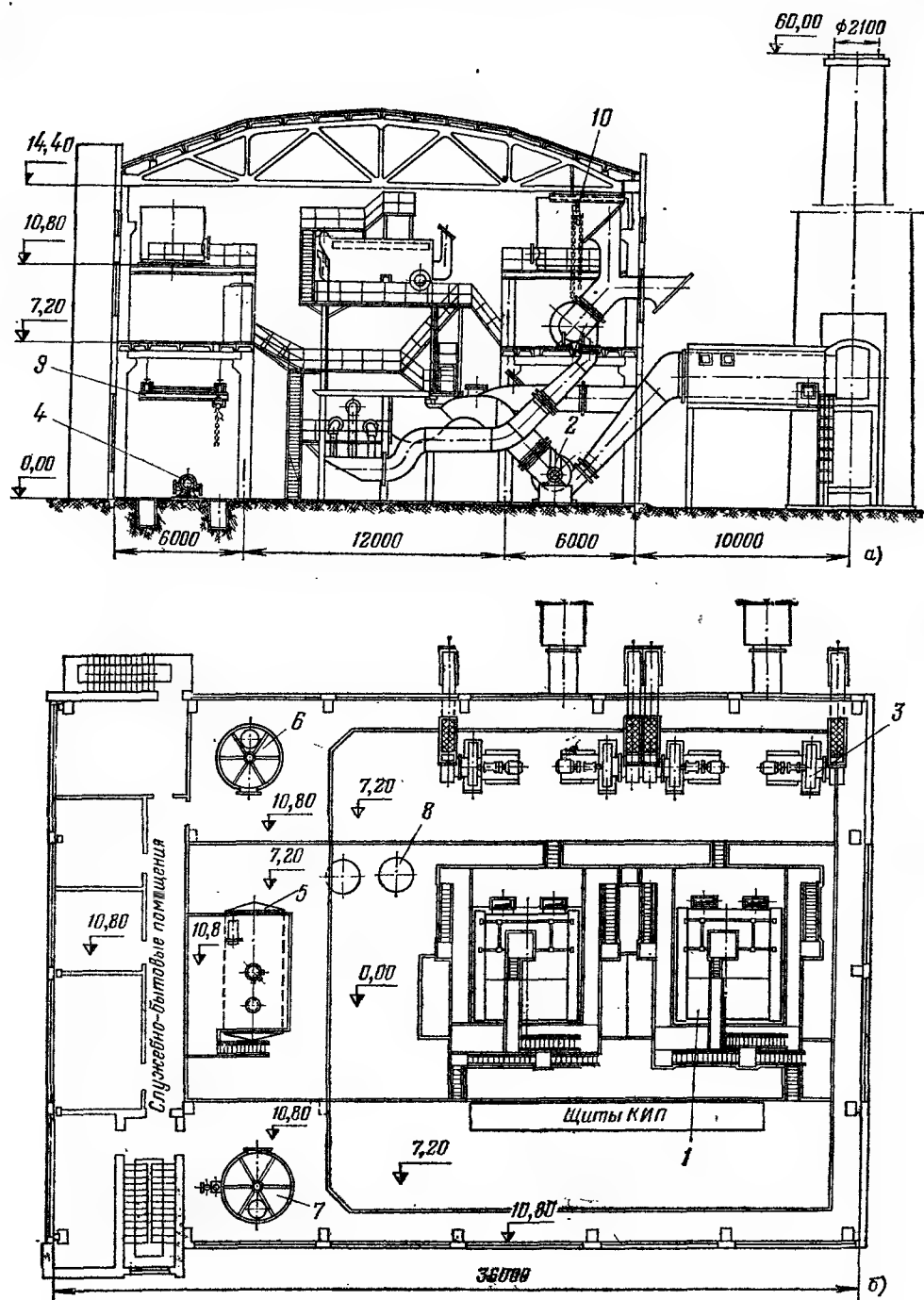


Рис. 9.7. Компоновка водогрейной котельной с котлами типа ПТВМ-30М для закрытой системы теплоснабжения.

а — разрез; б — план; 1 — котел водогрейный; 2 — дымосос; 3 — вентилятор; 4 — насос сетевой; 5 — деаэратор; 6 — бак взрыхления; 7 — бак технической воды; 8 — фильтр катнонитный; 9 — кран-балка ручная подвесная; 10 — таль передвижная.

ные котлы данного типа поставляются с дымососами, что дает возможность ограничить высоту дымовой трубы до 60 м. При уменьшенной тепловой нагрузке и указанной высоте дымовой трубы котлы могут работать с естественной тягой.

Компоновка по рис. 9.7 предусматривает установку дутьевых вентиляторов и дымососов внутри котельной; при этом дымососы устанавливаются на полу котельной, а вентиляторы — на перекрытии с отметкой 7,20 м. Для предохранения строительных конструкций от вибрации вентиляторы монтируются на специальных пружинных опорах. В отличие от других компоновочных решений в данной котельной предусмотрены помещения для персонала районных тепловых сетей.

Разработан типовой проект полуоткрытой котельной с тремя водогрейными котлами ПТВМ-30М, в котором вентиляторы и дымососы установлены открыто.

В этом типовом проекте удачно размещены группы сетевых и рециркуляционных насосов вдоль фронта котлов, что сокращает длину трубопроводов и позволяет обслуживать их одним подвесным краном. Предусмотрена доставка отдельных деталей оборудования для ремонта в механическую мастерскую. Головка вакуумного деаэратора и охладитель выпара установлены на площадке с отметкой 10,80 м, а бак деаэрированной воды размещен на нулевой отметке. Химводоочистка, комплектная трансформаторная подстанция, механическая мастерская, вентиляционная камера, лаборатории и все служебно-бытовые помещения запроектированы в постоянном торце котельной.

Для котельных с открытой системой теплоснабжения имеется аналогичная компоновка оборудования в здании с учетом дополнительных площадей для ВПУ и деаэраторов.

Институтом «Укрگیпроэнерго» разработаны типовые проекты котельных с котлами ТВГ-4Р и ТВГ-8М, предназначенных для работы только на природном газе.

Все оборудование размещено в едином прямоугольном здании павильонного типа высотой до низа балок 6,0 м. Пролет здания принят 12 м. У постоянного торца котельной расположены мастерская, распределительное устройство 6—10 кВ, ВПУ, электрический щит 0,4 кВ и служебно-бытовые помещения. Вентиляторы и дымососы размещены в здании. Головка вакуумного деаэратора вместе с охладителем выпара установлена на металлической конструкции с отметкой 10,40 м над кровлей здания. Бак деаэрированной воды размещен на уровне земли вне здания котельной. Запроектирована открытая прокладка всех трубопроводов.

В типовых компоновках котельных с водогрейными котлами КВ-ГМ-4 и

КВ-ГМ-6,5 котлы размещаются в котельном зале пролетом 12 м и 18 м с шагом между осями котлоагрегатов 6 м. Высота котельного зала 4,8 м. Группа сетевых насосов размещена на фронте котлов или между ВПУ и котлоагрегатами.

На рис. 9.8 приведены компоновочные решения котельной с водогрейными котлами КВ-ГМ-20 для открытой системы теплоснабжения. Область применения — районы с обычными геологическими условиями, с расчетной температурой наружного воздуха —20 °С; —30 °С и —40 °С.

Котельная запроектирована павильонного типа из сборных железобетонных конструкций. Котельный зал принят с размерами в плане 18,0×18,0 м и высотой 7,20 м. Встроенные этажерки на фронте обслуживания котлов в постоянном торце здания позволяют разместить помещение для щита КИПиА, служебно-бытовые помещения, а также четыре паровых котла типа Е-1/9-1М для выработки пара на нужды мазутного хозяйства. На нулевой отметке установлены все насосы ВПУ и комплектная трансформаторная подстанция (КТП). За пределами здания котельной устанавливаются баки-аккумуляторы, бак декарбонизированной воды и склад реагентов для ВПУ. Дымовая труба высотой 60,0 м и диаметром ствола на выходе газов 2,1 м.

Компоновочные решения котельной с водогрейными котлами КВ-ГМ-10 практически мало отличаются от приведенных на рис. 9.8 решений котельной с котлами КВ-ГМ-20.

В типовом проекте котельной для установки трех водогрейных котлов КВ-ГМ-30 при закрытой системе теплоснабжения котельный зал имеет размеры в плане 24×18 м и высоту до затяжки ферм 7,20 м. В постоянном торце здания котельной размещены два паровых котла типа ДЕ-6,5-14ГМ для выработки пара на собственные нужды котельной. Кроме паровых котлов, здесь размещены деаэрационные установки, КТП, ВПУ и служебно-бытовые помещения. Предусмотрена возможность закрытия дымососов всех котлов. Дымовая труба запроектирована высотой 80 м и Ø 3,0 м. Здание котельной запроектировано павильонного типа из сборных железобетонных конструкций.

Для размещения одного водогрейного котла КВ-ГМ-50 в котельном зале требуется строительная ячейка здания котельной размерами в плане 12×12 м и высотой помещения 14,40 м. Для установки вентилятора и дымососа котла необходимо помещение с размерами 9×12 м и высотой 7,20 м.

Насосы размещаются на нулевой отметке многоэтажной этажерки котельной перед фронтоном котла. Типовой проект (№ 903-1-144) котельной с тремя водогрейными котлами КВ-ГМ-50 предусматривает также установку двух паровых котлов ДЕ-16-14ГМ (на отметке 7,20 м) для выработки пара на нужды мазутного хозяйства и деаэрации воды, а также для сна-

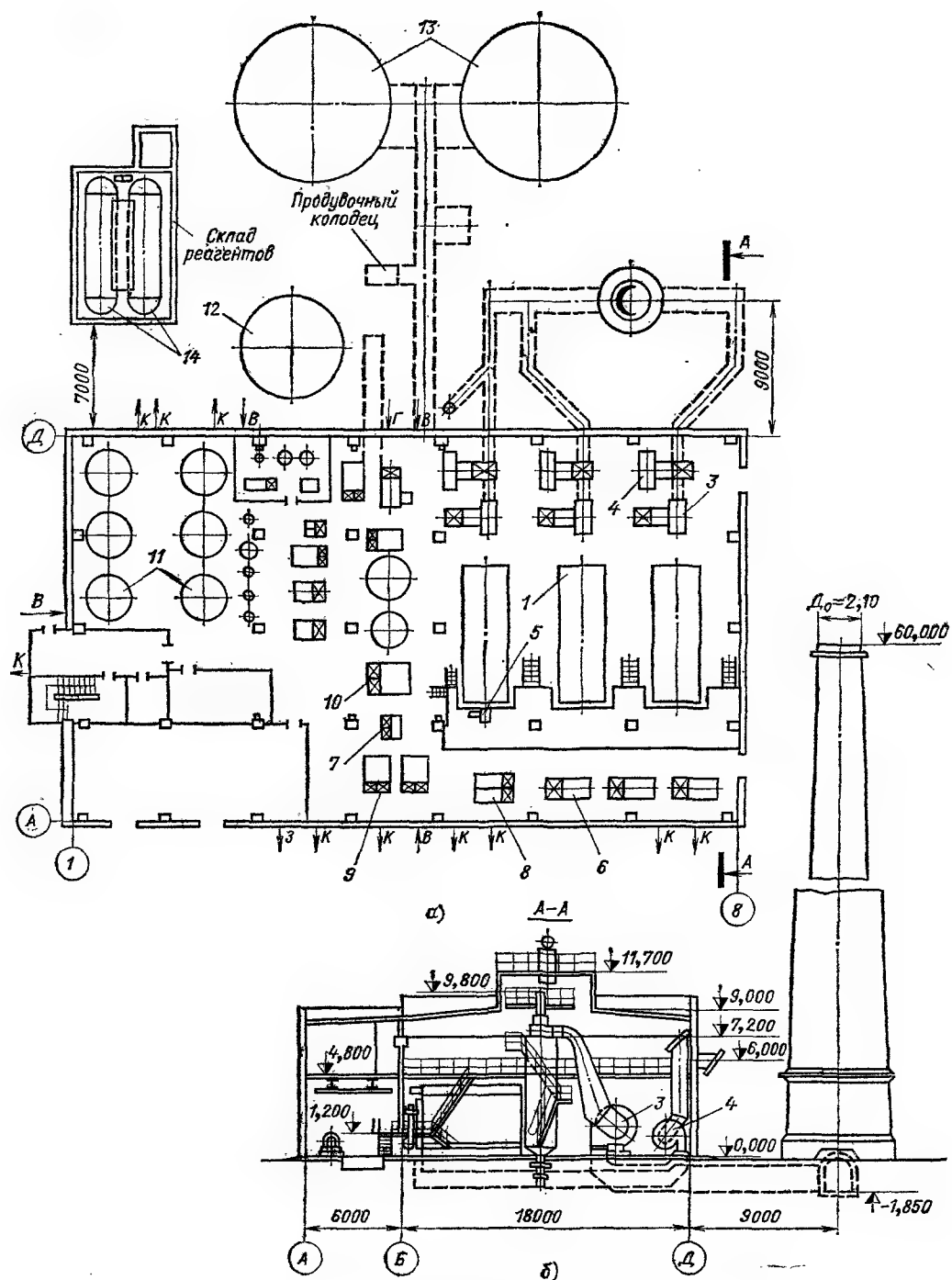


Рис. 9.8. Компоновка водогрейной котельной с котлами КВ-ГМ-20 для открытой системы теплоснабжения.

а — план; б — разрез; 1 — котел водогрейный КВ-ГМ-20; 2 — котел паровой Е-У9-1М (не показан); 3 — дымо-сос; 4 — вентилятор; 5 — вентилятор первичного воздуха; 6 — насос сетевой; 7 — насос внутреннего контура дельтий; 8 — насос рециркуляционный; 9 — насос подпиточный; 10 — насос перекачивающий; 11 — Н-катионит-ный фильтр; 12 — бак декарбонизированной воды; 13 — бак-аккумулятор; 14 — бак хранения крепкой серной кислоты.

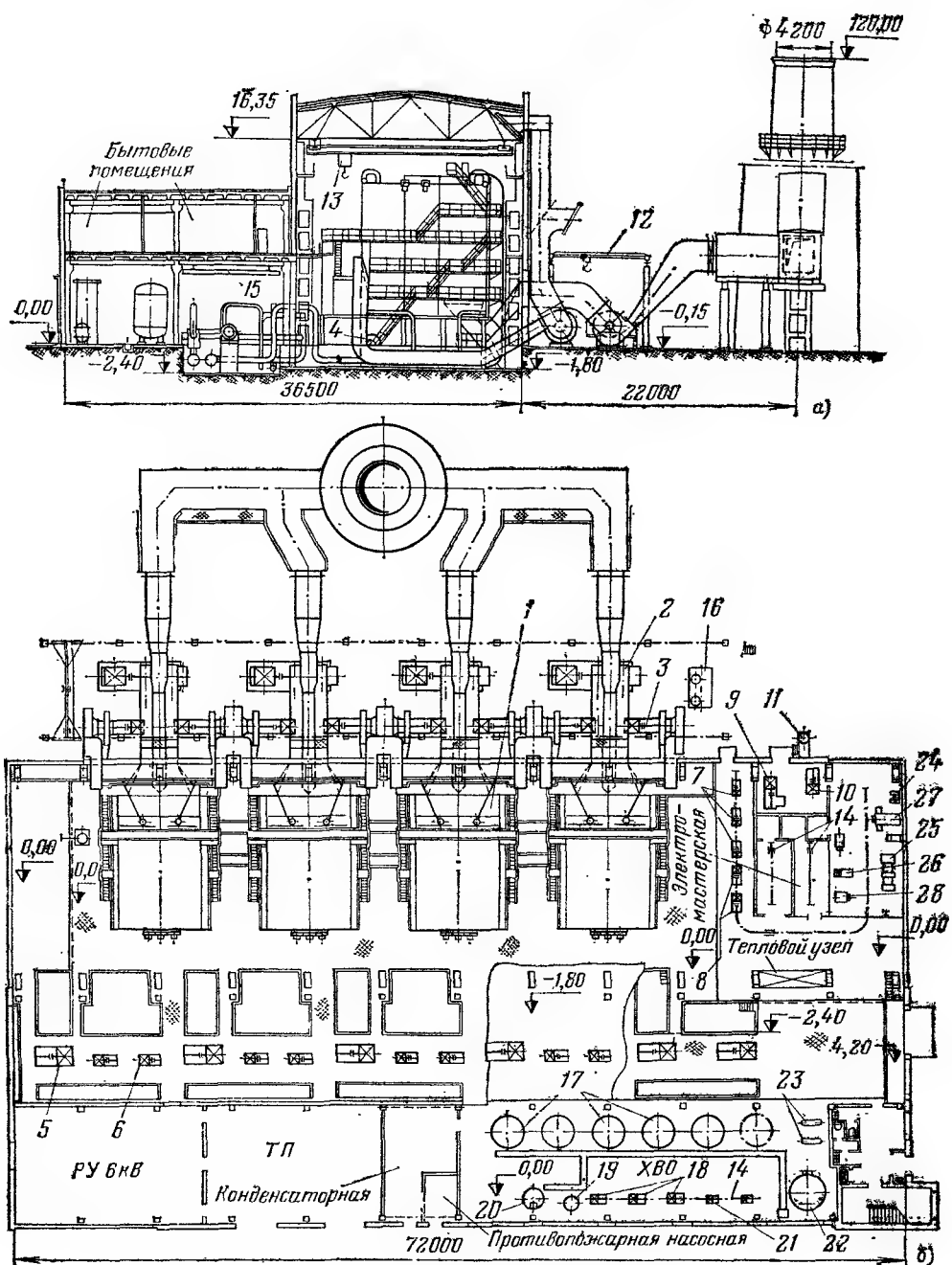


Рис. 9.9. Компонировка водогрейной котельной с котлами КВ-ГМ-100.

а — разрез; б — вид сверху и план на отметке 0,00. 1 — котел водогрейный КВ-ГМ-100; 2 — дымосос; 3 — вентилятор; 4 — вентилятор высоконапорный; 5 — насос сетевой; 6 — насос рециркуляционный; 7 — насос подпиточный; 8 — насос конденсатный; 9 — воздухоподогреватель; 10 — компрессор; 11 — воздухоотборник; 12 — кран ручной мостовой; 13 — кран подвесной электрический; 14 — таль ручная; 15 — таль электрическая; 16 — пролаз; 17 — фильтр катионитовый; 18 — насос сырой воды; 19 — солерастворитель; 20 — бак-мерный раствор соли; 21 — насос взрыхления; 22 — бак взрыхления; 23 — подогреватель; 24 — станок шлифовальный; 25 — станок токарный; 26 — станок сверлильный; 27 — станок фрезерный; 28 — станок строгальный.

бжения паром технологических потребителей. Для отвода дымовых газов от котлов до дымовой трубы запроектированы надземные газоходы.

На рис. 9.9 показана компоновка чисто водогрейной котельной с четырьмя водогрейными котлами КВ-ГМ-100 для закрытых систем теплоснабжения.

Котлы размещены в котельном зале с пролетом 18 м. Шаг установки котлов — 12 м. Каждый котел укомплектован двумя дутьевыми вентиляторами и одним двухскоростным дымососом двустороннего всасывания. Вентиляторы и дымососы устанавливаются вне здания котельной. Металлические газоходы выполнены надземными до входа в бетонные боровы, которые на отметке 6,0 м подключаются к отдельно стоящей железобетонной дымовой трубе высотой 120 м. Диаметр дымовой трубы выбран из расчета работы пяти водогрейных котлов. Группа вентиляторов и дымососов обслуживается ручным мостовым краном. Принята агрегатная схема комплектации котлоагрегатов сетевыми и рециркуляционными насосами. Группа сетевых и рециркуляционных насосов, включая резервный сетевой насос, размещается на фронте котлов в девятиметровом пролете здания котельной. У постоянного торца котельной на нулевой отметке расположены ремонтные (механическая и электрическая) мастерские со складскими помещениями и оставлена ремонтная площадка для крупного оборудования.

На фронте котельной в девятиметровом пролете скомпонованы помещения для распределительного устройства 6 кВ, комплектной трансформаторной подстанции, конденсаторной, склады химикатов и ВПУ. Для транспорта оборудования насосной и арматуры трубопроводов имеется подвесная ручная кран-балка. Котельная имеет размеры в плане 36×72 м и состоит из котельного зала высотой до низа балок 16,35 м и пристройки насосной высотой 10,80 м. Предусматривается возможность работы котельной в пиковом режиме совместно с районной ТЭЦ. Для этой цели необходимо выполнить частичную реконструкцию насосной и трубопроводов.

Недостатком компоновки котельной (рис. 9.9) является прокладка трубопроводов воды и воздухопроводов в подвальной части с заглублением до 2,4 м, что в настоящее время не рекомендуется.

Компоновка котельной с двумя комбинированными пароводогрейными котлами КВП-30/8 конструкции Энергомонтажпроекта и Дорогобужского котельного завода аналогична компоновке, приведенной на рис. 9.7 с котлами ПТВМ-30М. Котлы работают на высокосернистом мазуте; система теплоснабжения закрытая; производительность одного пароводогрейного котла по горячей воде до 30 Гкал/ч и по пару 8,9 т/ч.

Все оборудование котельной установлено в прямоугольном здании павильонного типа.

Общая кирпичная дымовая труба имеет высоту 60 м и позволяет подключить к ней при расширении еще один пароводогрейный котел. Вспомогательное оборудование и трубопроводы выбраны с учетом будущего расширения котельной.

9.5. КОМПОНОВКА КОМБИНИРОВАННЫХ КОТЕЛЬНЫХ С ПАРОВЫМИ И ВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ НА ГАЗОМАЗУТНОМ ТОПЛИВЕ

Компоновочные решения комбинированных котельных с паровыми и водогрейными котлами отличаются от рассмотренных выше компоновок котельных с паровыми и водогрейными котлами. В одних компоновках паровые и водогрейные котлы установлены рядом в общем котельном зале, а ВПУ и служебно-бытовые помещения размещены в отдельном здании, которое соединяется с котельным залом промежуточным корпусом.

В другом варианте компоновок таких котельных паровые и водогрейные котлы также размещаются в общем котельном зале, а оборудование ВПУ, насосная и служебно-бытовые помещения находятся в многоэтажной части здания перед фронтом обслуживания котлов. Расширение таких котельных предусматривается установкой как паровых, так и водогрейных котлов в пристройках к торцам зданий. Учитывая большую сложность компоновочных решений котельных с паровыми и водогрейными котлами, следует пользоваться типовыми проектами таких котельных, разработанными ведущими в области проектирования источников теплоснабжения организациями.

На рис. 9.10 приведена разработанная Латгипропромом типовая компоновка пароводогрейной котельной с тремя водогрейными котлами КВ-ГМ-30 Дорогобужского котельного завода и тремя паровыми котлами ДЕ-25-14ГМ Бийского котельного завода. Система теплоснабжения закрытая. Теплопроизводительность котельной по горячей воде 90 Гкал/ч и по пару 75 т/ч.

Компоновка оборудования выполнена с открытой установкой дымососов для районов с расчетной температурой наружного воздуха —20 °С и —30 °С и с закрытой для —40 °С. Водогрейные и паровые котлы устанавливаются с шагом 6,0 м. Здание котельной выполнено павильонного типа с размерами в плане 66×24 м. Отметка низа ферм котельного зала

7,20 м. Центральный щит КИПиА размещен на отметке 3,60 м. Фильтры и насосы ВПУ размещены на нулевой отметке перед фронтом паровых котлов. Группы сетевых и питательных насосов размещены в центральной части котельной напротив водогрейных котлов.

В котельном зале на отметке 4,20 м между паровыми и водогрейными котлами запроектирована газорегуляторная установка (ГРУ). Под ГРУ размещена трансформаторная подстанция (КТП). Баки для приема конденсата размещены за пределами здания в районе дымовой трубы. Газоходы от всех котлов к дымовой трубе надземные. На основании выполненных расчетов рассеивания вредных примесей дымовых газов выбрана дымовая труба высотой 80 м и диаметром устья 3,0 м.

Для сокращения продолжительности, трудоемкости и снижения стоимости строительства в проекте данной котельной разработаны чертежи транспортабельных блоков тепломеханического оборудования. Блок включает в себя одну или несколько единиц оборудования, собранных на общей опорной металлоконструкции, соединительные трубопроводы с запорной и регулирующей арматурой, приборы местного и дистанционного контроля и управления, площадки и лестницы.

Опорная конструкция является базовой рамой блока и служит для монтажа оборудования и трубопроводов внутри блока и закрепления блока к строительному основанию.

Принятые компоновочные решения допускают наращивание тепловой мощности котельной путем установки четвертого водогрейного котла КВ-ГМ-30 и четвертого парового котла ДЕ-25-14ГМ, а также возможность установки при первой очереди строительства по два котла с сооружением при этом здания котельной только на необходимое количество котлов.

Компоновка котельной с водогрейными котлами КВ-ГМ-50 и паровыми котлами ГМ-50-14 (рис. 9.11) получила широкое применение для теплоснабжения предприятий технологическим паром, жилых районов — горячей водой. Строительство котельной предусмотрено в районах с обычными геологическими условиями при расчетной температуре наружного воздуха до -40°C . Система теплоснабжения принята закрытой. Топливом для котлов служит природный газ и мазут.

Водогрейные и паровые котлы установлены на нулевой отметке. Деаэраторы, транс-

форматорная подстанция и ВПУ расположены внутри здания котельной, которое представляет собой прямоугольный павильон с размерами в плане 90×27 м и высотой 14,40 м. Дымососы и вентиляторы котлов установлены за пределами здания. Пространство между паровыми и водогрейными котлами на нулевой отметке используется для установки конденсатных, подпиточных и питательных насосов и подогревателей. Деаэраторные баки расположены в этажерке на отметке 10,0 м. Площадки деаэраторов и теплообменников, а также насосы обслуживаются ручными кран-балками. Помещение для щитов КИПиА, а также служебно-бытовые помещения и лаборатории запроектированы в этажерке на отметке 7,20 м.

Удачным является размещение трансформаторной подстанции собственных нужд в центре основных потребителей электроэнергии, т. е. около сетевых и питательных насосов. Компоновка котельной позволяет беспрепятственно расширять как паровую, так и водогрейную части котельной. Запроектирована также свободная площадка на нулевой отметке для осуществления ремонтных работ крупного оборудования.

Проекты крупных комбинированных котельных с водогрейными котлами КВ-ГМ-100 и паровыми котлами ГМ-50-14 (подача пара на производство) или ДЕ-25-14ГМ (пар на собственные нужды) разработаны для следующих условий строительства:

для закрытой системы теплоснабжения;

для открытой системы теплоснабжения;

для открытой установки тягодутьевых машин (при расчетной температуре наружного воздуха до -30°C);

для закрытой установки тягодутьевых машин (при расчетной температуре наружного воздуха до -40°C).

Компоновочные решения (рис. 9.12) котельных допускают расширение как по паровой, так и по водогрейной части, а также возможность установки одного водогрейного котла и одного парового котла ГМ-50-14 или двух котлов ДЕ-25-14ГМ без строительства всего здания котельной.

Во всех вариантах компоновочных решений такой котельной ВПУ вынесена в отдельное стоящее здание и сблокирована со складом реагентов.

Деаэрация питательной воды паровых котлов выполняется в атмосферных деаэраторах, которые размещены на отметке 7,20 м. Деаэрация подпиточной воды тепловых сетей как для открытых, так и для закрытых систем теплоснабжения производится в вакуумных деаэраторах, которые размещены на отметке

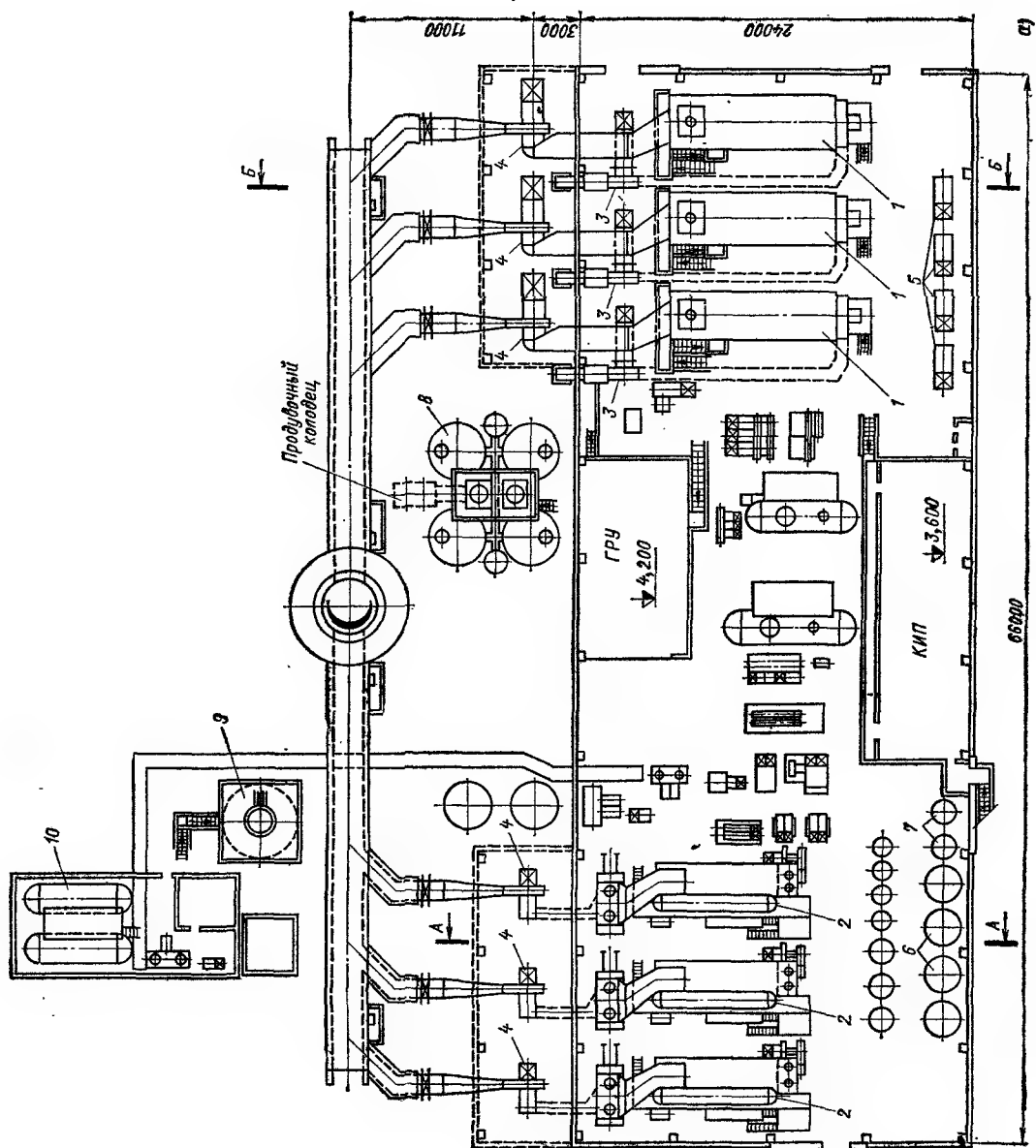
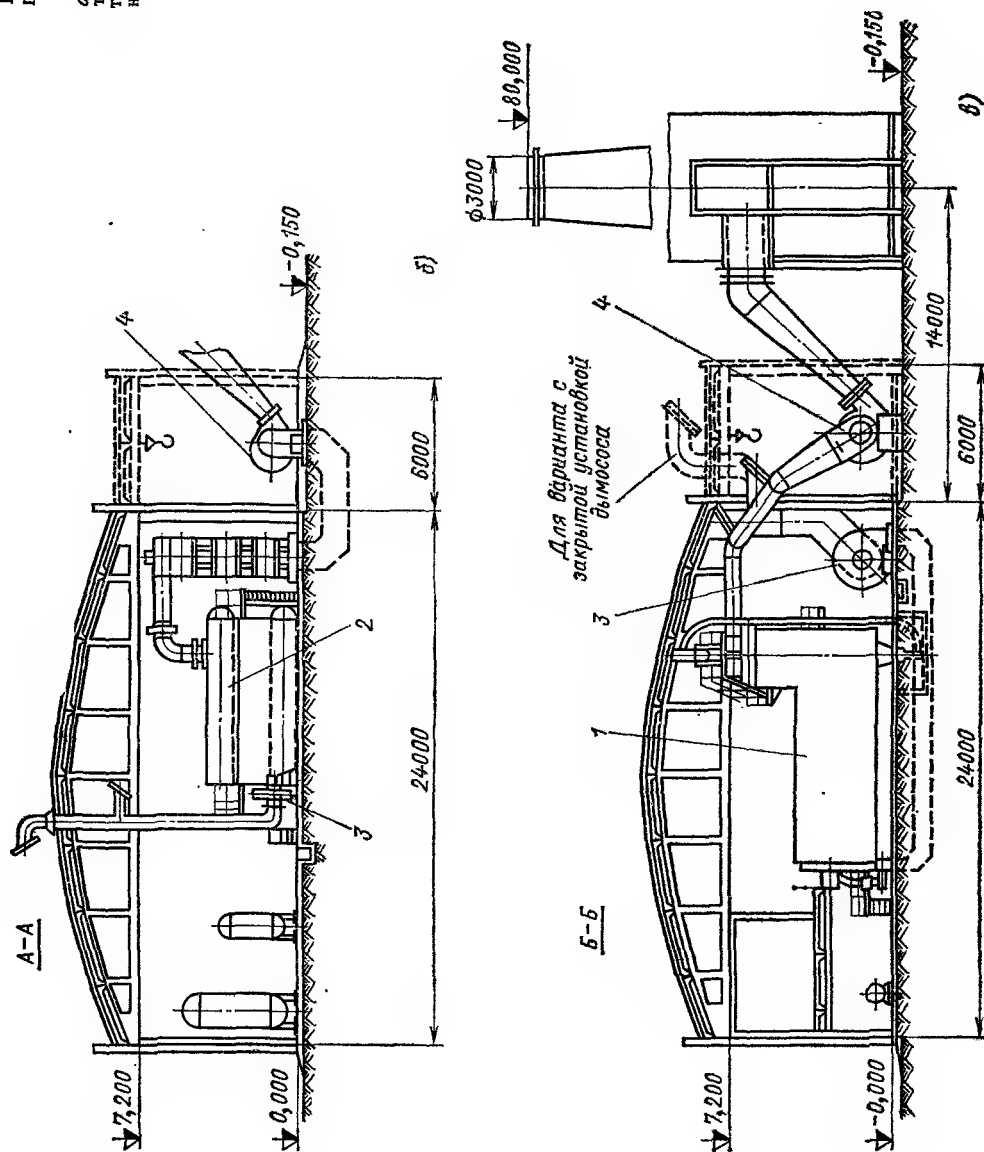


Рис. 9.10. Компонновка котельной с тремя водогрейными котлами типа КВ-ГМ-30 и тремя паровыми котлами типа ДЕ-25-14ГМ.

а — план; б, в — разрезы; 1 — котел водогрейный; 2 — котел паровой; 3 — вентилятор; 4 — дымоход; 5 — насос сетевой; 6 — фильтр на-катнонитный; 7 — фильтр Н-катнонитный; 8 — бак конденсатный; 9 — декарбонизатор; 10 — бак хранения серной кислоты.



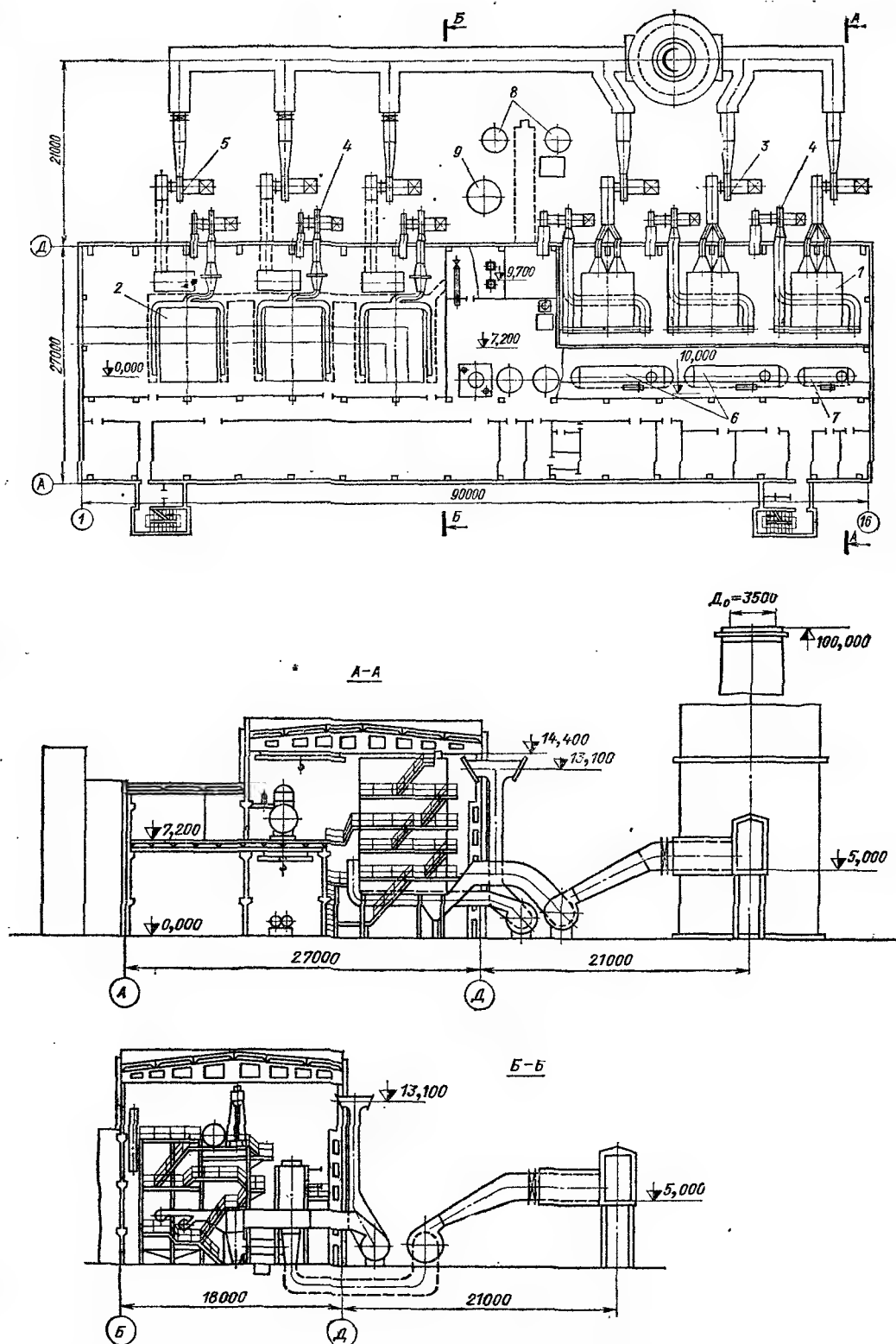


Рис. 9.11. Компонировка котельной с водогрейными котлами КВ-ГМ-50 и паровыми котлами ГМ-50-14.

1 — котел водогрейный; 2 — котел паровой; 3, 5 — дымосос; 4 — вентилятор; 6, 7 — деаэрактор; 8 — бак конденсатный; 9 — бак декарбонизированной воды.

17,6 м. Такое размещение вакуумных деаэраторов позволяет создать перепад высот между уровнями воды в них и в аккумуляторных баках 9 м и отказаться от установки перекачивающих насосов деаэрированной воды.

Для облегчения монтажа трубопроводов сетевой воды и улучшения условий обслуживания крупногабаритной арматуры установка котлов КВ-ГМ-100 принята на отметке 0,40 м; при этом верхние площадки котлов находятся на отметке 13,8 м.

Электроснабжение оборудования котельной выполнено от двух отдельных трансформаторных подстанций, что позволило их максимально приблизить к потребителям и сократить длину кабельных коммуникаций.

Коллекторы сетевой воды вынесены из здания котельной, что сократило ширину здания и упростило прокладку трубных и кабельных коммуникаций.

Здание котельной имеет постоянную часть, в которой размещен пусковой комплекс (первая очередь), а именно один водогрейный котел, один паровой котел, котельно-вспомогательное оборудование и службы эксплуатации. Последующее строительство ведется путем расширения здания котельной только для установки паровых или водогрейных котлов.

Котельный зал во всех вариантах выполнен шириной 18 м с отметкой до низа строительных конструкций над котлами КВ-ГМ-100 — 16,2 м, над котлами ГМ-50-14 — 14,4 м. По обоим торцам здания имеются свободные строительные ячейки шириной 6 м для организации ремонта оборудования. Бытовые помещения размещены на отметках 4,20 и 8,40 м в пристройке к котельному залу. Щит КИПиА установлен перед фронтом котлов на отметке 4,20 м.

9.6. КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ С ПАРОВЫМИ И ВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ ПРИ СЛОЕВОМ СЖИГАНИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

При выборе конструкции топки и компоновки котла большое значение имеет качество выделенного твердого топлива, от которого, в частности, зависит установка воздухоподогревателя. При сжигании сухих углей воздухоподогреватель не устанавливается, а для бурых углей или влажных каменных углей подогрев воздуха обязателен. В зависимости от компоновки котла, от способа подачи топлива и типа золошлакоудаления выбирают компоновочные решения котельных. К особенностям компоновок котельных, работающих на твердом топливе, по сравнению с котельными для газомазутного топлива относится необходимость строительства топливоподачи и бункерной галереи, а также необходимость сооружения зольного этажа для системы золошлакоудаления. Практически первый этаж котельного

зала проектируется как зольное помещение. Котлы могут быть установлены на перекрытиях с отметками в пределах от 3,60 до 6,0 м от пола первого этажа.

Установка воздухоподогревателей требует дополнительной площади и объема, что сильно влияет на компоновку котла в здании котельной, а на трактах газоходов между воздухоподогревателями и дымососами должны быть установлены золоуловители. Щиты КИПиА рекомендуется размещать в отдельных изолированных помещениях, расположенных с фронтальной стороны котельной.

Для котельных с котлами, имеющими слоевые топки, также имеются типовые проекты, разработанные Ленинградским ГПИ, Сантехпроектом (с котлами типа КЕ) и Латгипропромом (с котлами типа КВ-ТС).

На рис. 9.13 показана компоновка котельной с четырьмя паровыми котлами КЕ-10-14С с топками ТЛЗМ-2,7/3 для слоевого сжигания каменных и бурых углей.

Тепловой схемой котельной при открытой системе теплоснабжения предусматривается отпуск тепла в виде горячей воды по температурному графику 150—70 °С для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а также отпуск пара с давлением 7 кгс/см² для производственного пароснабжения. Горячая вода готовится в водоподогревательной установке, вода для подпитки тепловых сетей — в деаэраторе горячего водоснабжения. Деаэрация питательной и подпиточной воды принята термической в деаэраторах атмосферного типа.

Здание котельной имеет размер в плане 18×61 м. Водоподготовка добавочной воды для питания котлов принята по схеме Н-катионирования с последующим На-катионированием, а для подпитки тепловых сетей — по схеме Н-катионирования.

Доставка топлива к котельной предусмотрена железнодорожным транспортом. Подача топлива от приемного устройства к котлам осуществляется ленточными конвейерами. Шлакозолоудаление от котлов и золоуловителей принято мокрое с помощью индивидуальных для каждого котла скреперных подъемников к бункерам-накопителям. Вывоз шлака и золы с территории котельной предусмотрен автомобильным транспортом.

При общей компактности размещения оборудования котельной недостатком приведенной на рис. 9.13 компоновки является стесненность в зоне бункеров-накопителей золы и шлака.

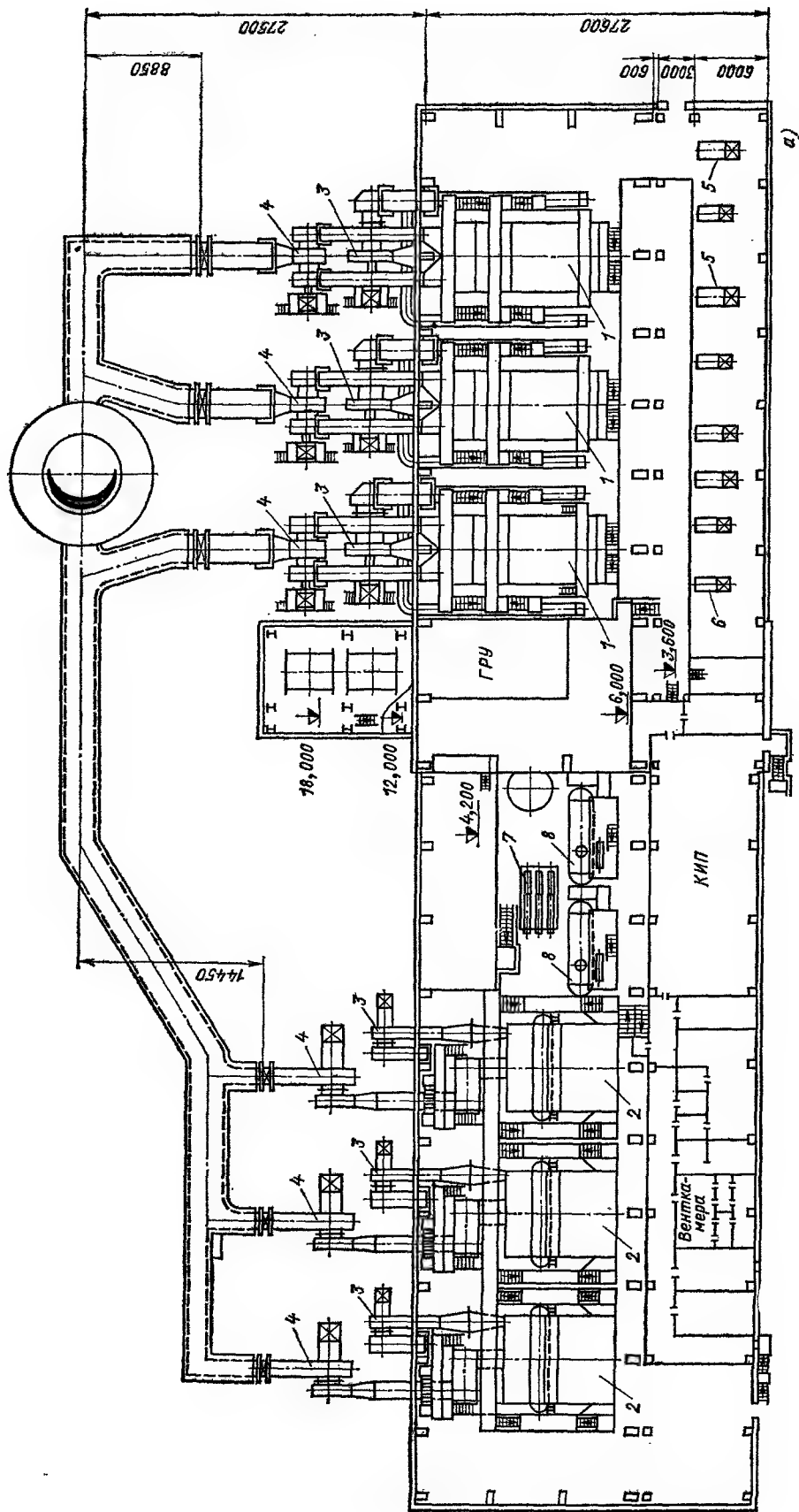
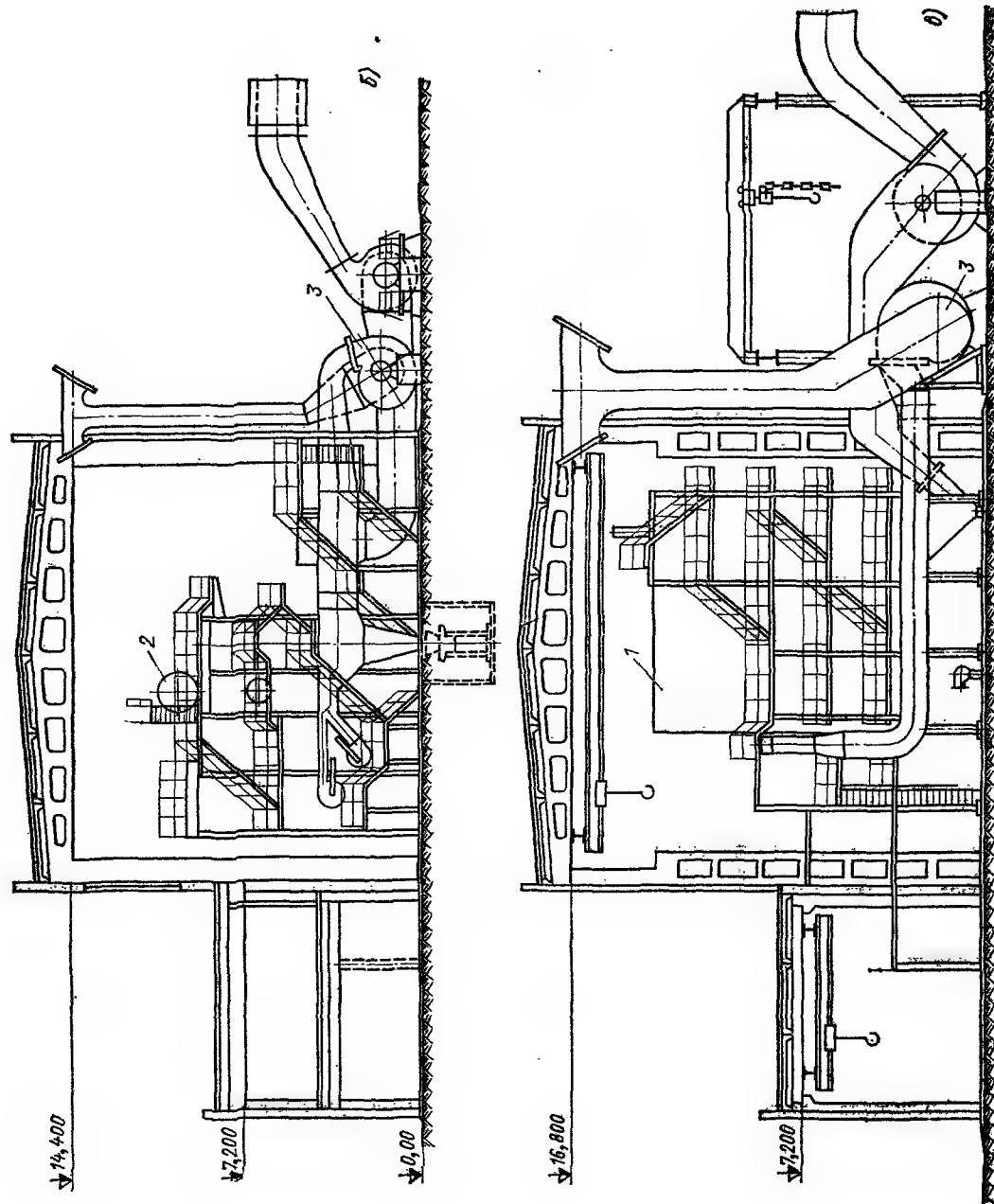


Рис. 9.12. Компоновка котельной с водогрейными котлами КВ-ГМ-100 и паровыми котлами ГМ-50-14 (ДЕ-25-14ГМ).



а — план; б — разрез паровой части котельной; в — разрез водогрейной части котельной; 1 — котел водогрейный КВ-ГМ-100; 2 — котел паровой ГМ-50-14; 3 — вентилятор; 4 — дымоход; 5 — насос сетевой; 6 — насос питательный; 7 — блок подогревателей; 8 — деаэрагор.

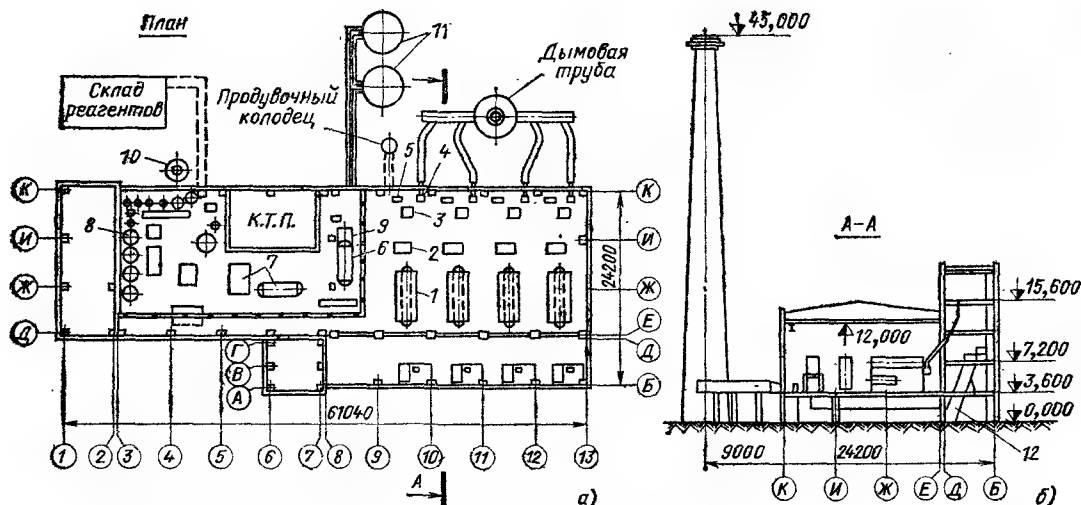


Рис. 9.13. Компоновка паровой котельной с котлами-КЕ-10-14с для сжигания твердого топлива.

а — план; б — разрез; 1 — котел паровой; 2 — воздухоподогреватель; 3 — золоуловитель; 4 — дымосос; 5 — вентилятор; 6 — деаэрактор; 7 — подогреватель сетевой воды; 8 — фильтр ВПУ; 9 — блок питательной установки; 10 — декарбонизатор; 11 — бак-аккумулятор; 12 — система золошлакоудаления.

Кроме рассмотренной компоновки котельной с паровыми котлами КЕ-10-14С, разработаны также типовые проекты производственно-отопительных котельных для всех серийно выпускаемых паровых котлов типа КЕ.

Компоновка котельной с котлами КЕ-25-14С для открытой системы теплоснабжения показана на рис. 9.14. Топливом для котлов служат каменные и бурые угли.

Котлы размещены в котельном зале с размерами в плане 24×18 м и высотой 12,30 м. У постоянного торца здания котельной размещены на нулевой отметке оборудование ВПУ, блоки насосов и подогревателей, а также часть служебно-бытовых помещений. Дымососы, вентиляторы и трансформаторная подстанция размещены в пристройке к котельному залу. Перед фронтом обслуживания котлов сооружается бункерная этажерка шириной 6,0 м и высотой 20,0 м. В нижней части бункерной этажерки предусмотрена установка бункера для приема шлака и золы, а также участок ремонта оборудования. Доставка топлива в бункера котельной предусмотрена с помощью ленточных конвейеров на отметке 17,00 м. Газоходы к дымовой трубе запроектированы надземные.

Компоновка полукрытой котельной с водогрейными котлами КВ-ТС-20 оборудованными воздухоподогревателями для сжигания бурых и влажных каменных углей, представлена на рис. 9.15. Теплопроизводительность котельной составляет 60 Гкал/ч. Котельная предназначена для закрытых систем теплоснабжения. Область применения проекта — районы с расчетной температурой наружного воздуха до -30°C .

Основная часть котельной представляет собой здание павильонного типа с размерами в плане 18×36 м и высотой 12,0 м. В здании у постоянного торца размещена комплектная трансформаторная подстанция собственных нужд. На перекрытии котельного зала с отметкой 4,80 м установлены котлы, воздухоподогреватели воды, а также размещены помещения для щитов КИПиА и лаборатории. У постоянного торца на отметке 9,60 м запроектированы служебно-бытовые помещения. Бункерная этажерка поднята до отметки 13,90 м от пола котельной. Бункера рассчитаны на 8-часовую работу котлов. К котельному залу по всей длине здания примыкает трехэтажная пристройка шириной 6 м, в которой на нулевой отметке устанавливаются сетевые насосы и оборудование механической мастерской. Для котельной выбрана пневматическая система золошлакоудаления с установкой приемных устройств золы и шлаковых дробилок. Осадительные устройства размещены за пределами здания на специальных железобетонных конструкциях. Золоуловители и дымососы устанавливаются открыто.

Газоходы от дымососов до дымовой трубы выполнены подземными. Ремонт и обслуживание дымососов осуществляются при помощи автомобильных кранов. Запроектирован отдельно стоящий бак для мокрого хранения соли. В проекте принят открытый склад топлива с эстакадным приемным устройством. Транспортировка топлива со склада до бункеров котлов производится ленточными конвейерами.

Схема генерального плана топливовой поддачи этой котельной показана на рис. 7.1.

При разработке компоновок котельных с водогрейными котлами теплопроизводительностью 4; 6,5; 10 и

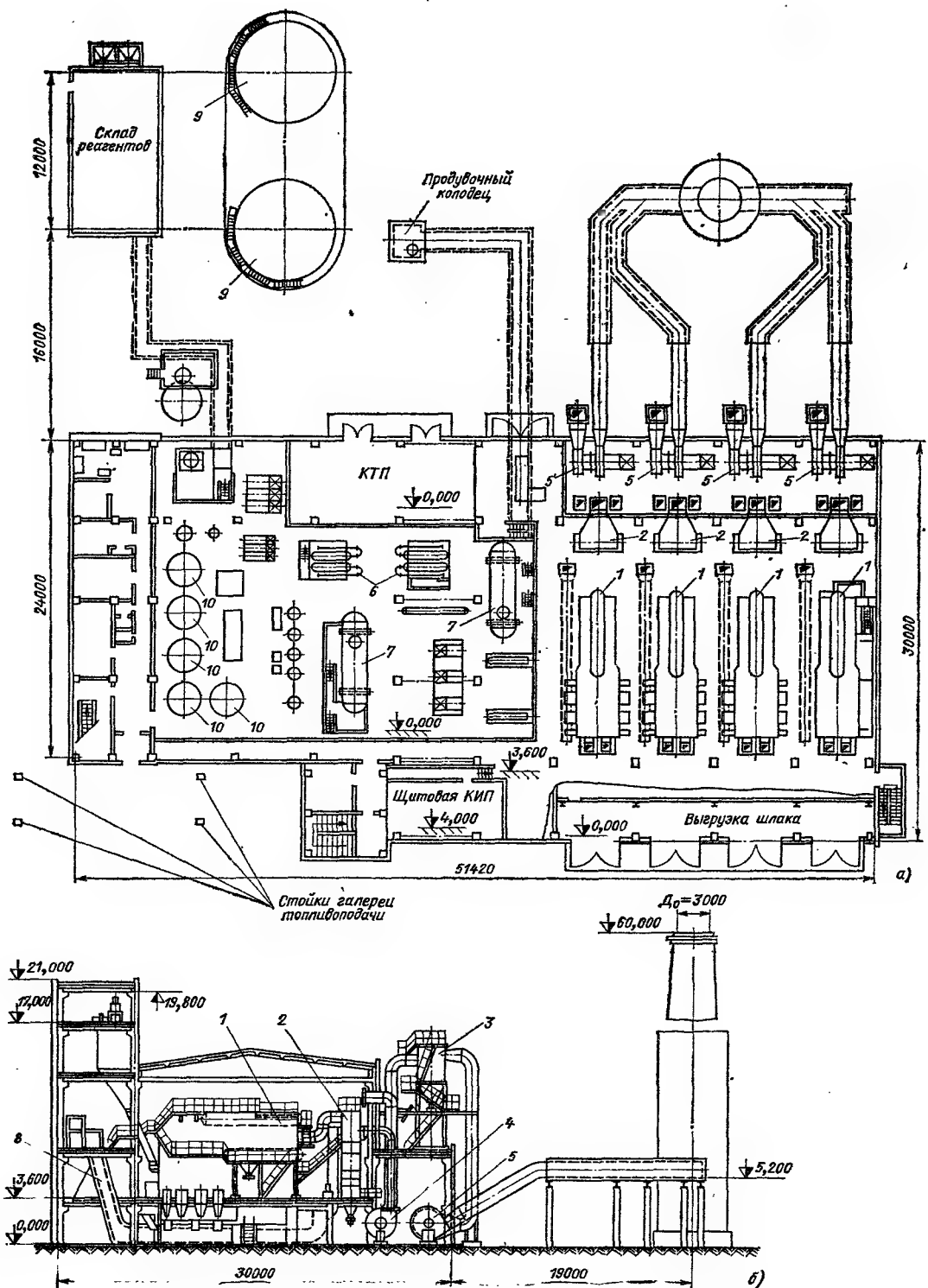


Рис. 9.14. Компонировка паровой котельной с котлами КЕ-25-14С.

а — план; б — разрез; 1 — котел паровой; 2 — воздухоподогреватель; 3 — золоуловитель; 4 — вентилятор; 5 — дымосос; 6 — блок подогревателей; 7 — деаэрактор; 8 — установка золошлакоудаления; 9 — бак-аккумулятор; 10 — фильтр ВПУ.

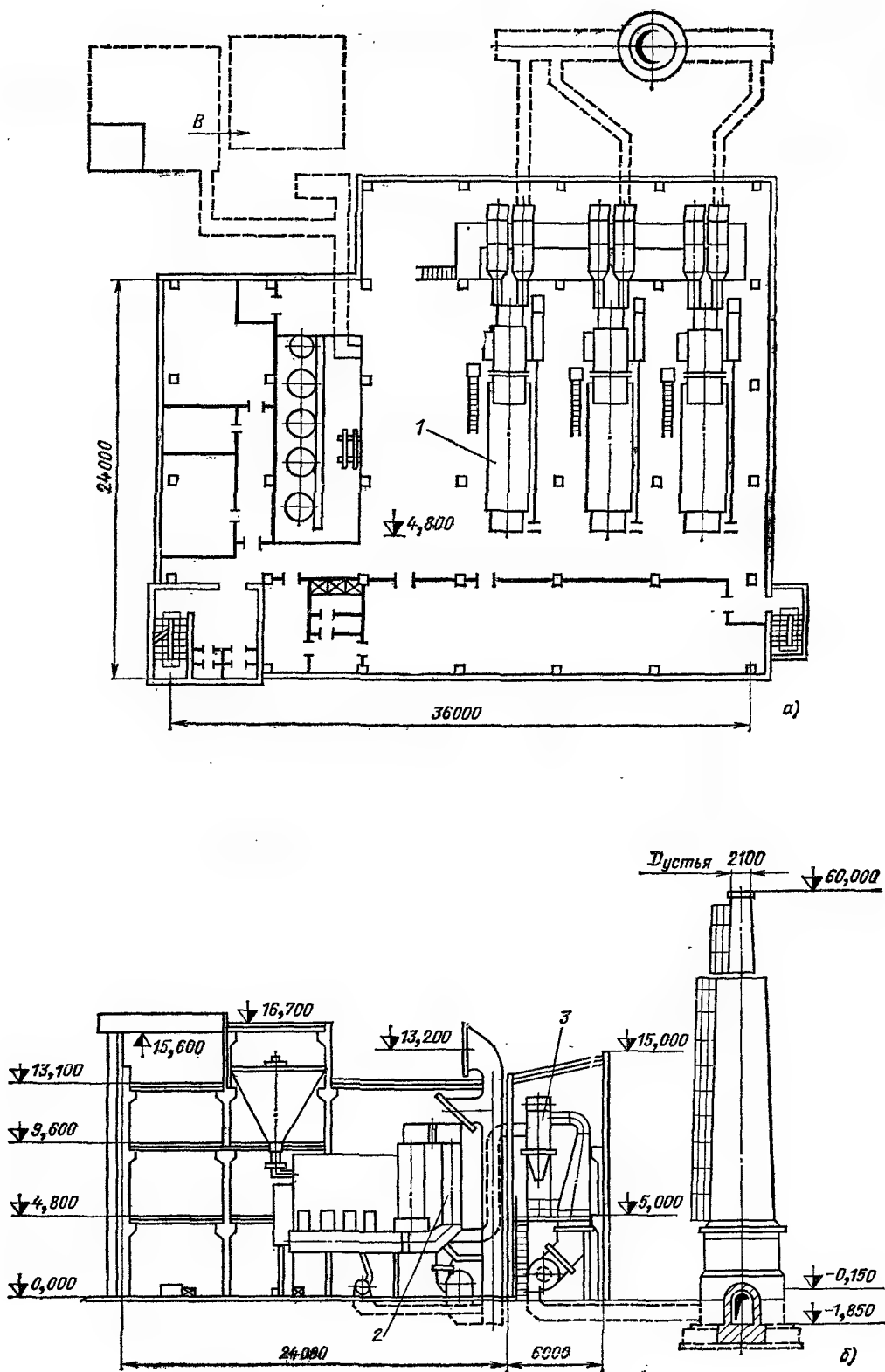


Рис. 9.15. Компонировка водогрейной

а — вид сверху; *б* — разрез; *в* — план; 1 — котел водогрейный; 2 — воздухоподогреватель; 3 — золоуловитель; рециркуляционный; 11 — насос подпиточный; 12 — насос рабочей воды; 13, 14 — деаэрационная установка; 20 — насос взрыхления; 21 — бак-мерник раствора соли; 22 — насос раствора соли; 23 — бак взрых-

20 Гкал/ч для слоевого сжигания твердого топлива также могут быть рекомендованы приведенные на рис. 9.15 компоновочные решения котельной.

Поскольку отечественными машиностроительными заводами не освоен выпуск решеток длиной 8,0 м для слоевого сжигания твердого топлива в топках котлов КВ-ТС-30, типовые решения компоновок таких котельных отсутствуют.

9.7. КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ ДЛЯ КАМЕРНОГО СЖИГАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

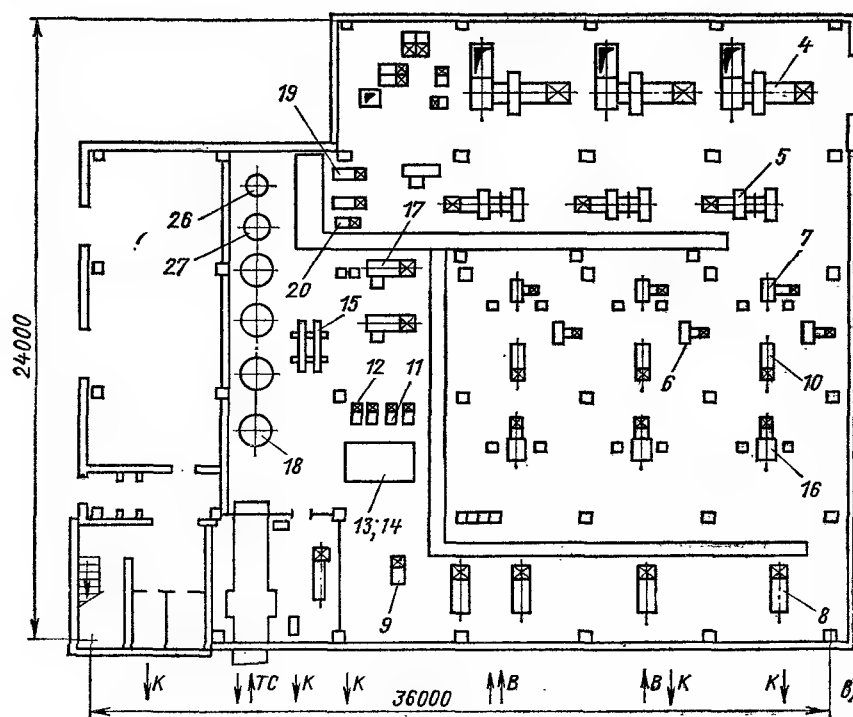
Камерный способ сжигания твердого топлива применяется, как правило, для паровых котлов паропроизводительностью 50 т/ч и выше и для водогрейных котлов топливopоизводительностью 30 Гкал/ч и выше. В зависимости от выбранной схемы пылеприготовления встречаются различные компоновочные решения собственно котлов, которые в свою очередь сильно влияют на компоновку котельной. Для производственных и отопитель-

ных котельных при сжигании топлива с большим содержанием летучих веществ применяются индивидуальные схемы пылеприготовления с молотковыми или среднеходными мельницами. При сжигании высоковлажных и низкосортных бурых углей и торфа рекомендуется применять мельницы-вентиляторы с вертикальной шахтой для сушки топлива.

Учитывая ухудшение качества топлива (рост его зольности), а также для углей с низкой размолоспособностью предложено для водогрейных котлов применять и шаровые барабанные мельницы.

Белгородским заводом «Энергомаш» освоен выпуск паровых котлов паропроизводительностью 50 т/ч с давлением пара 14 кгс/см² для камерного сжигания твердого топлива: котел К-50-14 — для каменного угля, Б-50-14 — для бурого угля и Т-50-14 — для фрезерного торфа.

На рис. 9.16 показана полуоткрытая компоновка котельной с тремя котлами Т-50-14 для района с расчетной температурой наружного воздуха —20 °С. Котельная предназна-



котельной с котлами КВ-ТС-20.

4 — дымосос; 5, 6 — вентилятор; 7 — вентилятор уноса; 8 — насос сетевой; 9 — насос подпиточный; 10 — насос ка; 11 — подогреватель воды; 12 — дробилка; 13 — вакуум-насос; 14 — фильтр катодный; 15 — насос сы-
ления фильтров; 16 — оборудование ВПУ (поз. 21, 22, 23, 24 и 25 на чертеже не показаны).

чена для теплоснабжения промышленных предприятий и жилого района. Теплоносители — пар с температурой перегрева до 250 °С и горячая вода с температурой 150 °С, подогревая в пароводяных подогревателях. Система теплоснабжения — закрытая. Габаритные размеры прямоугольного здания котельной приняты 30×66 м, высота до ферм — 21,00 м. Топливные бункера размещены перед котлами на этажерке глубиной в 6 м.

Топливо подается в молотковые мельницы скребковыми питателями. Трансформаторная подстанция и механическая мастерская размещены в трехэтажной пристройке глубиной 6 м перед фронтом котельной перед этажеркой с бункерами для топлива. На этажах пристройки устанавливаются центральный щит КИПиА для котельной и деаэраторы. Служебно-бытовые помещения запроектированы у постоянно торца здания. Золоулавливание осуществляется в мокрых прутковых золоуловителях конструкции МП-ВТИ. Дымовая труба высотой 80,0 м имеет диаметр, выбранный с учетом работы четырех паровых котлов.

Удачным в приведенной компоновке необходимо отметить размещение насосной гидрозолоудаления с багерными насосами непосредственно в здании котельной в приямке между двумя котлами, что упрощает систему гидрозолоудаления. Установку деаэрационных баков над помещением щитов КИПиА следует считать недостатком приведенной компоновки, так как требуются специальные мероприятия, предупреждающие возможное попадание воды от деаэраторов и из трубопроводов на щиты КИПиА.

Компоновочные решения котельной с паровыми котлами К-50-14 для камерного сжигания каменных углей соответствуют компоновочным решениям котельной с котлами Т-50-14, показанными на рис. 9.16. Высота котельного зала независимо от вида сжигаемого твердого топлива для всех котельных с паровыми котлами данной конструкции и производительности принимается 21,0 м.

Рассмотрение компоновочных решений котельных с паровыми котлами производительностью 50 т/ч для камерного сжигания твердого и газомазутного топлива показывает, что высота зданий для установки котлов для твердого топлива и бункерной этажерки превышает высоту котельных с газомазутными котлами на 6—7 м.

При пролетах зданий в 30,0 м группу питательных, сетевых насосов и служебно-бытовые помещения для персонала котельных с котлами К-50-14 и Т-50-14 не удастся разместить перед фронтом котельной. В результате здание удлиняется на 24—36 м по сравнению с котельной для котлов ГМ-50-14.

Площадь котельного зала, занимаемая оборудованием ВПУ, в обоих случаях зависит от качества исходной воды и схемы водоподготовки.

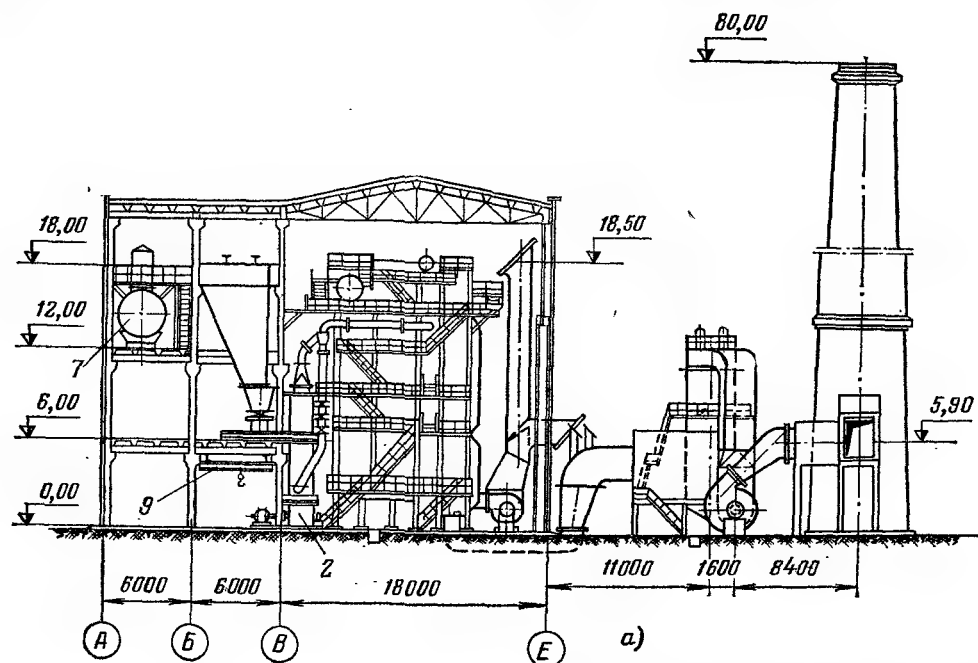


Рис. 9.16. Компоновка котельной с

а — разрез; б — план; 1 — котел паровой типа Т-50-14; 2 — мельница молотковая; 3 — питатель скребковый; 4 — питатель конденсата; 11 — компрессор;

На рис. 9.16 показан применяемый в практике проектирования порядок нумерации строительных осей здания. Такую нумерацию наносят на все компоновочные, технологические и строительные чертежи проектов. Разделение компоновок на условные квадраты между строительными осями облегчает чтение чертежей при сложных проектных решениях, взаимную проверку различных частей проекта и выполнение строительных и монтажных работ.

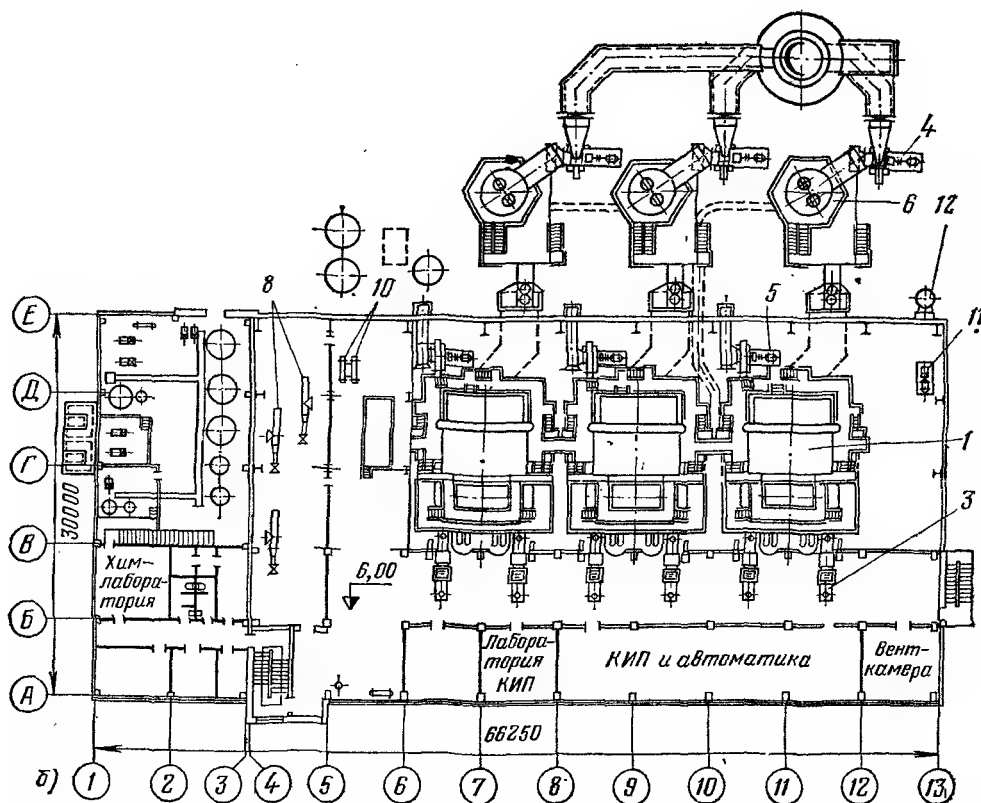
Для водогрейных котлов теплопроизводительностью 100 Гкал/ч с камерным сжиганием твердого топлива разработаны проекты котельных с установкой водогрейных котлов КВ-ТК-100 и паровых котлов К-50-14 или КЕ-25-14С. Разработано несколько вариантов проектов котельных для закрытых и открытых систем теплоснабжения, на углях Кузнецкого, Экибастузского и Ирша-Бородинского месторождений с применением гидравлической или пневматической системы золошлакоудаления и для рай-

онов с расчетной температурой наружного воздуха -30°C и -40°C .

На рис. 9.17 показаны компоновочные решения варианта котельной с тремя водогрейными котлами КВ-ТК-100 и тремя паровыми котлами К-50-14 для сжигания в топках каменных углей Кузнецкого бассейна.

Здание котельной условно разграничено на водогрейную, среднюю и паровую части и состоит из четырех основных строительных объемов. Для всех видов твердого топлива и различных сочетаний паровых котлов ширина здания остается равной 51 м. Длина здания котельной 120 м. Основной площадкой обслуживания котлов является площадка на отметке 8,40 м. Предусмотрена возможность расширения котельной. Режим работы топливоподачи — трехсменный. В проекте принята гидравлическая система золошлакоудаления. Водоподготовка размещена в отдельном корпусе. Это позволяет вести строительство котельной в любом сочетании паровых и водогрейных котлов для открытой и закрытой систем теплоснабжения отдельными очередями как по паровой, так и по водогрейной частям.

Для унификации зданий промышленно-отопительных и отопительных котельных большой производительности ВНИПИэнергопром разработан



три паровых котла Т-50-14.

4 — дымосос; 5 — вентилятор; 6 — золоуловитель; 7 — деаэрактор; 8 — РОУ; 9 — край подвесной; 10 — охладитель; 12 — воздухоохладитель.

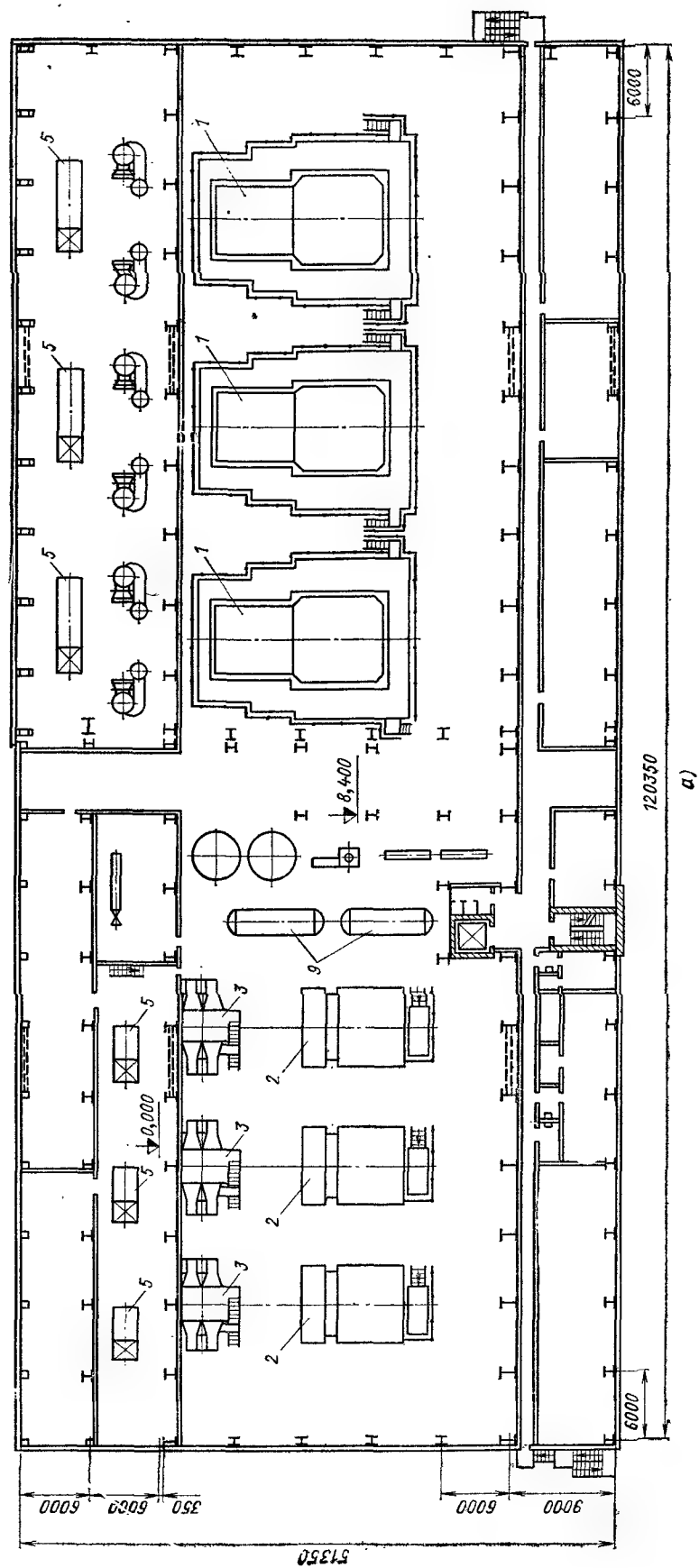
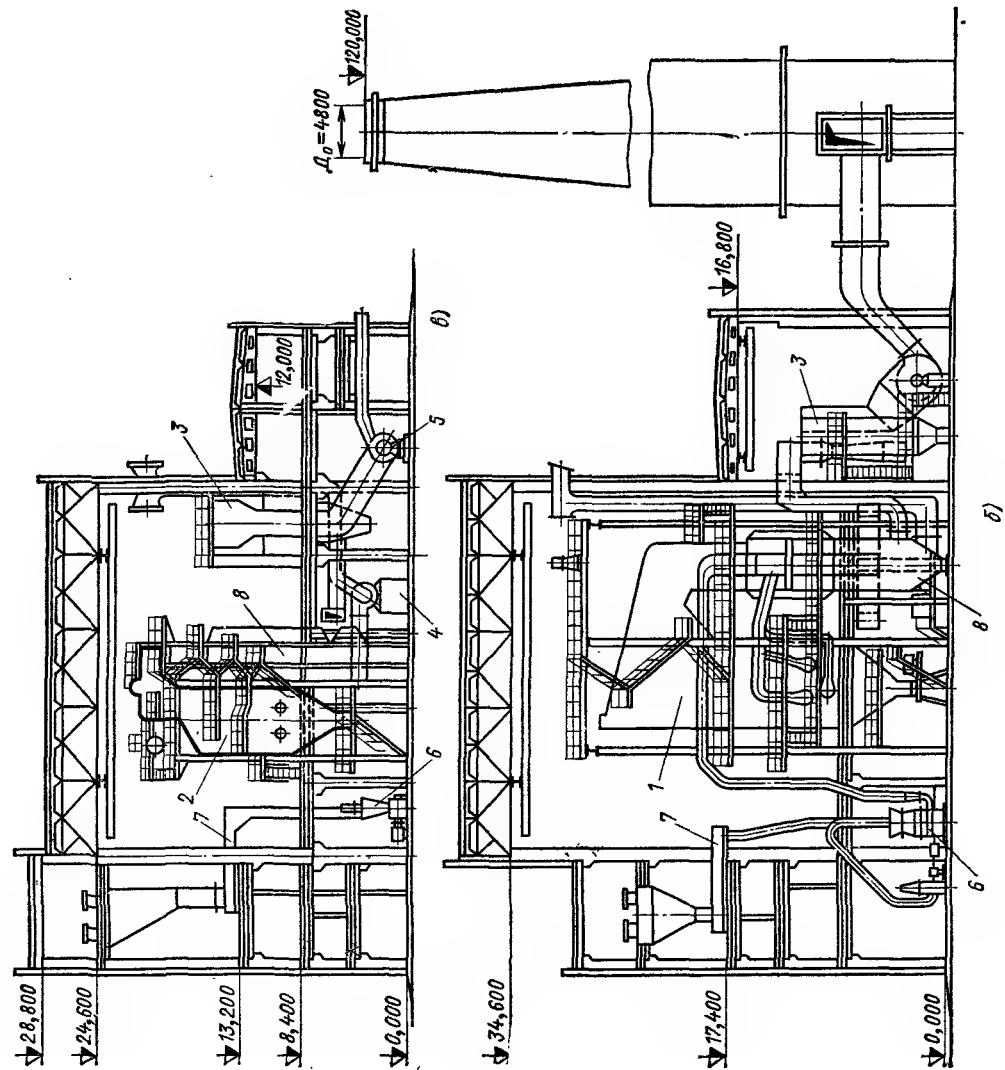


Рис. 9.17. Компоновка комбинированной котельной с водогрейными котлами КВ-ТК-100 и паровыми котлами К-50-14.

а — план; б — разрез выдогрейной части котельной, в — разрез паровой части котельной; 1 — котел водогрейный КВ-ТК-100; 2 — котел паровой К-50-14; 3 — золоуловитель; 4 — вентилятор; 5 — дымосос; 6 — среднетемпературная мельница; 7 — питатель угля; 8 — воздухоподогреватель; 9 — деаэрактор.



для размещения водогрейных котлов КВ-ТК-100 и паровых котлов КЕ-25-14С и Е-75-40 производительностью 25 и 75 т/ч единый тип здания, показанный на рис. 9.18.

При сооружении промышленно-отопительной котельной большой мощности могут быть установлены паровые котлы Е-100-14 и Е-160-14, габаритные размеры которых близки к габаритным размерам водогрейных котлов КВ-ТК-100. При проектировании котельной с такими паровыми котлами габаритные размеры здания, выполненного для унифицированной компоновки [43] водогрейных котлов КВ-ТК-100, в основном не изменяются, за исключением высоты котельного зала 32,80 м, который подлежит уточнению.

Для водогрейных и паровых котлов,

которые близки по габаритам к водогрейным котлам КВ-ТК-100 (см. табл. 3.13), запроектированных для сжигания углей кузнецких, экибастузских, ирша-бородинских и близких к ним принята схема пылеприготовления с прямым вдуванием и мельницами (среднеходными, молотковыми) или мельницами-вентиляторами.

Как видно из рис. 9.18, в пролете А—Б на отметке 0,0 м размещаются сетевые и рециркуляционные насосы, на отметке 12 м — распределительное устройство собственных нужд и центральный тепловой щит; на отметке 16,8 м — скребковые питатели сырого угля и на отметке 28,8 м — ленточные транспортеры топливоподачи. Между двумя последними отметками находятся бункера сырого топлива. Отметка обслуживания располагается на высоте 8,4 м, а под ней выполняют полужтаж для кабелей.

В пролете Б—В размещаются водогрейные и паровые котлы и пылеприготовительное оборудование.

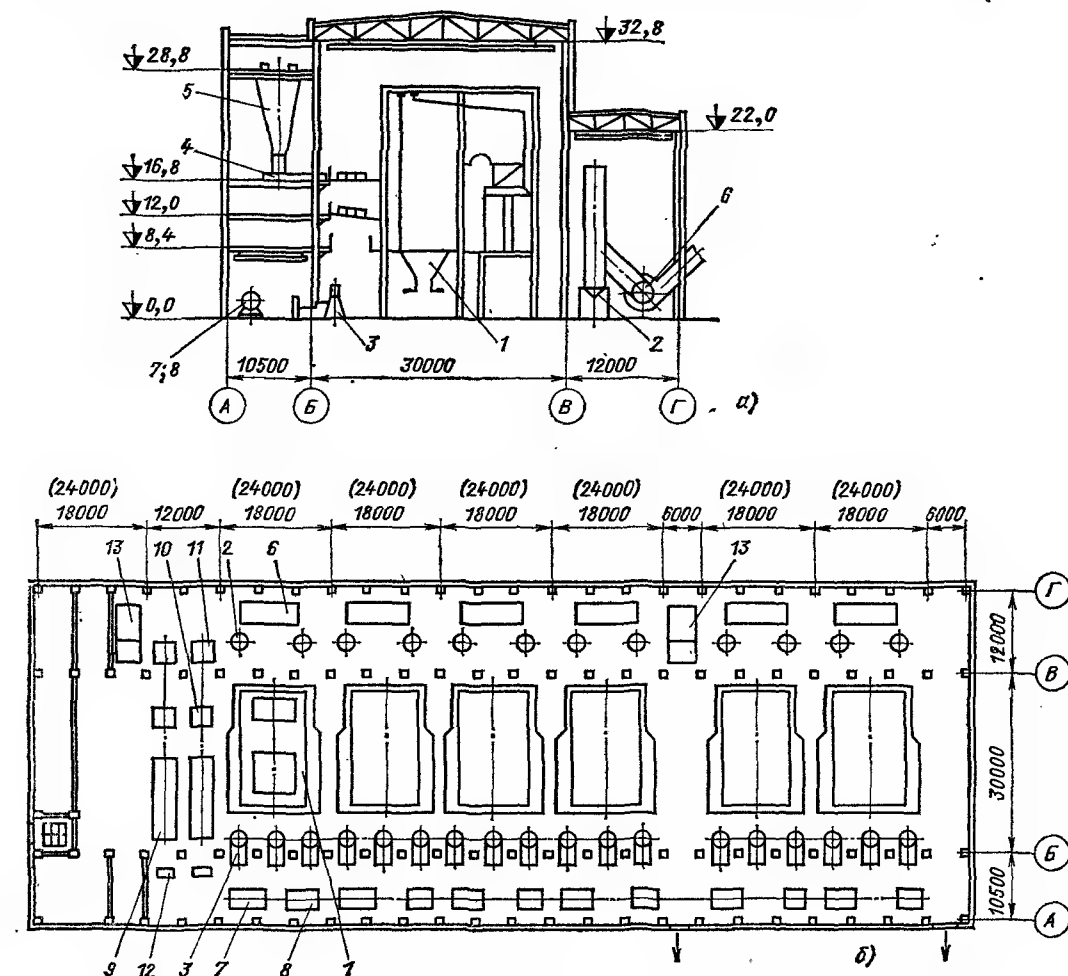


Рис. 9.18. Унифицированный главный корпус котельной на твердом топливе с водогрейными котлами КВ-ТК-100 и паровыми котлами КЕ-25-14С.

а — поперечный разрез; б — план с котлами КВ-ТК-100 и КЕ-25-14С; 1 — водогрейный котел; 2 — золоудовитель с трубой Вентури; 3 — среднеходная мельница; 4 — скребковый питатель сырого угля; 5 — бункер сырого угля; 6 — дымосос; 7 — сетевой насос; 8 — насос рециркуляции; 9 — паровые котлы; 10 — экономайзеры чугунные; 11 — батарейные золоудовители; 12 — питательные насосы; 13 — багерная насосная.

В пролете В—Г располагаются золоуловители, дымососы и дутьевые вентиляторы. Вентиляторы могут быть установлены также рядом с водогрейными котлами против воздухоподогревателя.

С постоянного торца размещены ремонтные мастерские, служебно-бытовые помещения, деаэраторы, бакн, компрессоры и прочее вспомогательное оборудование. Поэтому постоянный торец может иметь два, три и четыре пролета по 6 м.

В промышленно-отопительной котельной для возможности расширения паровой и водогрейной части все вспомогательное оборудование, служебно-бытовые помещения и прочее размещаются в средних секциях котельной. Водоподготовительное оборудование для исходной воды из разных источников различного состава размещается в отдельном здании.

В итоге котельная ячейка имеет размеры $18 \times 55,5$ м и высоту, зависящую от типа котла.

Для котлов с шаровыми барабанными мельницами сходные компоновки пока не разработаны.

БКЗ до освоения серийного выпуска водогрейных котлов КВ-ТК-100 выпустил несколько водогрейных котлов ЭЧМ-60-2. Компоновка котельной с такими котлами показана на рис. 9.19.

Котлы установлены в зале с пролетом 30,0 м. Перед фронтом котельной размещается бункерная этажерка с питателями топлива. Высота здания до низа ферм 24,0 м. Вместо обычно применяемых мокрых золоуловителей в данной компоновке показана установка электрофильтров.

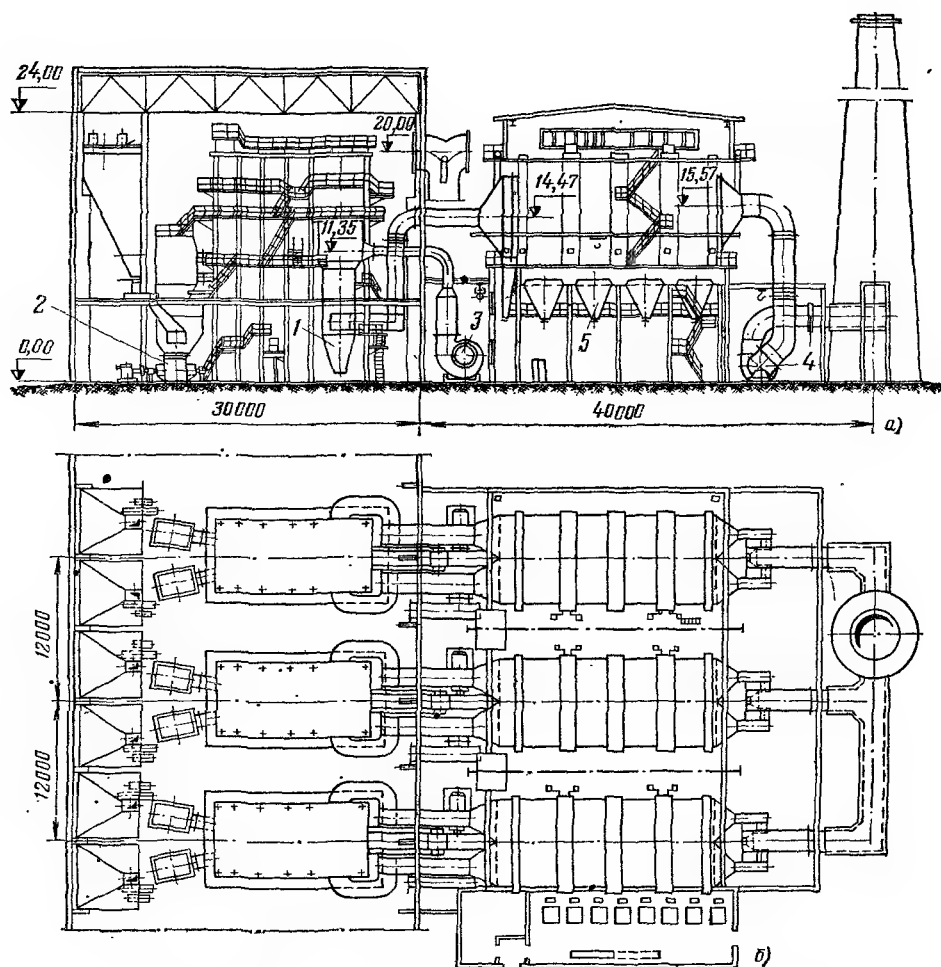


Рис. 9.19. Компоновка водогрейной котельной с котлами ЭЧМ-60-2.

а — разрез; б — вид сверху; 1 — котел водогрейный; 2 — установка пылеприготовительная; 3 — вентилятор; 4 — дымосос; 5 — электрофильтр.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ, АВТОМАТИКА И ЗАЩИТА

Надежная, экономичная и безопасная работа котельной с минимальным числом обслуживающего персонала может осуществляться только при наличии теплового контроля, автоматического регулирования и управления технологическими процессами, сигнализации и защиты оборудования.

Объем автоматизации принимается в соответствии с СНиП II-35-76 [9] и требованиями заводов-изготовителей тепломеханического оборудования. Для автоматизации применяются серийно выпускаемые приборы и регуляторы. Разработка проекта автоматизации котельных выполняется на основании задания, составленного при выполнении теплотехнической части проекта. Общими задачами контроля и управления работой любой энергетической установки, в том числе котла, является обеспечение:

выработки в каждый данный момент необходимого количества теплоты (пара, горячей воды) при определенных его параметрах — давлении и температуре;

экономичности сжигания топлива, рационального использования электроэнергии для собственных нужд установки и сведения потерь теплоты к минимуму;

надежности и безопасности, т. е. установления и сохранения нормальных условий работы каждого агрегата, исключающих возможность неполадок и аварий как собственно агрегата, так и вспомогательного оборудования. Персонал, обслуживающий данный агрегат, постоянно должен иметь представление о режиме работы, что обеспечивается показаниями контрольно-измерительных приборов, которыми должен быть снабжен котельный и другие агрегаты. Как известно, все агрегаты котельных могут иметь установившийся и неуставившийся режимы; в первом случае параметры, характеризующие процесс, постоянны, во втором — переменны из-за изменяющихся внешних или внутренних возмущений, например нагрузки, теплоты сгорания топлива и т. п.

Агрегат или устройство, в котором необходимо регулировать процесс, на-

зывают объектом регулирования, параметр, поддерживаемый на определенном заданном значении, — регулируемой величиной.

Объект регулирования совместно с автоматическим регулятором образуют систему автоматического регулирования (САР). Системы могут быть стабилизирующими, программными, следящими, связанными и несвязанными между собой, устойчивыми и неустойчивыми.

Автоматизация котельной может быть полной, при которой оборудование управляется дистанционно с помощью приборов, аппаратов и других устройств, без участия человека, с центрального щита путем телемеханизации. Комплексная автоматизация предусматривает САР основного оборудования и наличие постоянного обслуживающего персонала. Иногда применяется частичная автоматизация, когда САР используют только для некоторых видов оборудования. Степень автоматизации котельной определяется путем технико-экономических расчетов.

При осуществлении любой степени автоматизации обязательно соблюдение требований Госгортехнадзора СССР [14] к котлам разной производительности, давления и температуры.

По этим требованиям ряд приборов являются обязательными, некоторые из них должны быть дублированы.

Исходя из перечисленных выше задач и указаний [9, 38], все контрольные приборы можно разделить на пять групп, предназначенных для измерения:

1) расхода пара, воды, топлива, иногда воздуха, дымовых газов;

2) давлений пара, воды, газа, мазута, воздуха и для измерения разрежения в элементах и газоходах котла и вспомогательного оборудования;

3) температур пара, воды, топлива, воздуха и дымовых газов;

4) уровня воды в барабане котла, циклонах, баках, деаэраторах, уровня топлива в бункерах и других емкостях;

5) качественного состава дымовых газов, пара и воды.

Почти все приборы состоят из воспринимающей части — датчика, пере-

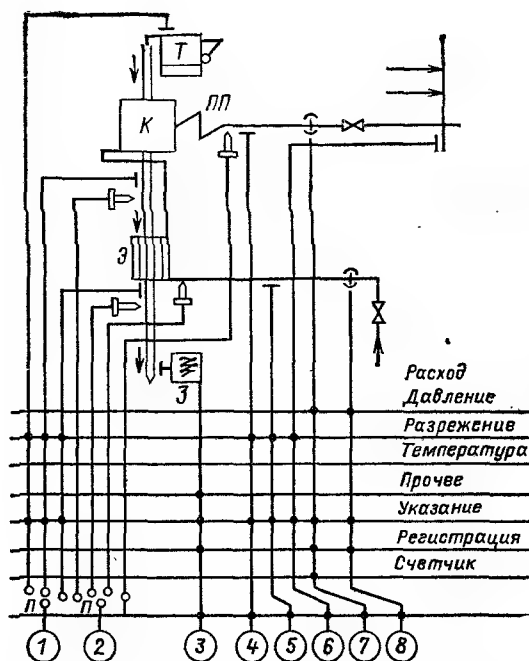


Рис. 10.1. Принципиальная схема теплового контроля работы котла со слоевой топкой.

К — котел; Т — топка; Э — водяной экономайзер; ПП — пароперегреватель; П — переключатель; контроль; 1 — разрежения; 2 — температуры; 3 — состава продуктов сгорания; 4, 5, 6 — давлений; 7, 8 — расхода.

дающей части и вторичного прибора, по которому отсчитывают измеряемую величину.

Вторичные приборы могут быть указывающими, регистрирующими (самопишущими) и суммирующими (счетчиками). Для уменьшения числа вторичных приборов на тепловом щите часть величин собирают на один прибор с помощью переключателей; для ответственных величин на вторичном приборе отмечают красной чертой предельные допускаемые для данного агрегата значения (давления в барабане уровня воды и т. д.) — их замеряют непрерывно.

Принципиальная схема теплового контроля за работой парового котла со слоевой топкой показана на рис. 10.1.

Агрегат имеет: три точки измерения давления рабочего тела — питательной воды, пара в котле и в общей магистрали; две точки измерения расхода — питательной воды и пара; одну точку — для анализа дымовых газов за водяным экономайзером; четыре точки измерения температур — газов за котлом и водяным экономайзером, питательной воды и перегретого пара и три точки измерения разрежений — в топке, за котлом и за водяным экономайзером.

Измерения температур и разрежений объединены каждое на один вторичный прибор с

помощью переключателя. Регистрируются температуры уходящих газов, пара, состав дымовых газов, количество воды и пара, и они же суммируются раздельно. На щите стоят три манометра, два расходомера, газоанализатор, гальванометр и тягомер с переключателями; там же установлены электронизмерительные приборы для контроля за работой электродвигателей и ключи управления.

Кроме приборов, выведенных на щит управления, часто применяется местная установка контрольно-измерительных приборов: термометров для измерения температур воды, пара, мазута; манометров и вакуумметров для измерения давления и вакуума; различных тягомеров и газоанализаторов.

Приборы не только нужны для эксплуатации, но и для периодических испытаний, проводимых после ремонтов или реконструкции.

С помощью автоматизации решаются задачи:

регулирования в определенных пределах заранее заданных значений величин, характеризующих протекание процесса;

управления — осуществления периодических операций — обычно дистанционно;

защиты оборудования от повреждений из-за нарушений процессов;

блокировки, которая обеспечивает автоматическое включение и выключение оборудования, вспомогательных механизмов и органов управления с определенной последовательностью, требующейся по технологическому процессу.

Блокировка осуществляется:

а) запретительно-разрешающей, предотвращающей неправильные действия персонала при нормальном режиме эксплуатации;

б) аварийной, вступающей в действие при режимах, могущих привести к травмированию персонала и повреждениям оборудования;

в) для замещения, которая включает резервное оборудование взамен отключенного.

Автоматические регуляторы обычно получают импульсы от воспринимающей части контрольно-измерительных приборов или от специальных датчиков. Регулятор алгебраически суммирует импульсы, усиливает и преобразует их, а затем итоговый импульс передает в органы управления. Таким путем автоматизация установки сочетает

ся с контролем. Величина регулируемого параметра измеряется чувствительным элементом и сравнивается с заданным значением, идущим от датчика в виде управляющего воздействия. При отклонении регулируемой величины от заданного значения появляется сигнал рассогласования. На выходе регулятора вырабатывается сигнал, определяющий воздействие на объект через регулирующий орган и направленный на уменьшение рассогласования. Регулятор будет воздействовать до тех пор, пока регулируемый параметр не сравняется с заданным значением — постоянным или зависящим от нагрузки. Отклонение регулируемой величины от заданной может быть вызвано управляющим воздействием или возмущениями. Когда чувствительный элемент развивает усилия, достаточные для перемещения органа, воздействующего на объект, регулятор называют регулятором непосредственного или прямого действия. Обычно усилий чувствительного элемента оказывается недостаточно, и тогда применяется усилитель, получающий энергию извне, для которого чувствительный элемент является командным аппаратом. Усилитель вырабатывает сигнал, управляющий работой исполнительного механизма (сервомотора), воздействующего на регулирующий орган. Системы автоматического регулирования (САР) решают задачи: стабилизации, при которой управляющее воздействие остается неизменным при всех режимах работы объекта, т. е. поддерживается постоянным давление, температура, уровень и некоторые другие параметры;

слежения (следящие системы), когда регулируемая величина или параметр меняется в зависимости от значений другой величины, например при регулировании подачи воздуха в зависимости от расхода топлива;

программного регулирования, когда значение регулируемого параметра изменяется во времени по заранее заданной программе. Последняя осуществляется при циклических процессах, например пусках и остановках оборудования.

Обычно САР представляют собой комбинацию нескольких указанных принципов регулирования. САР принято оценивать по их статическим и динамическим характеристикам, которые

являются основой для выбора и построения системы. Поведение всякой САР, ее элементов и звеньев характеризуется зависимостями между выходными и входными величинами в стационарном состоянии и при переходных режимах. Эти зависимости составляют в виде дифференциальных уравнений, из которых можно получить передаточные функции для исследования свойств САР, ее элементов и звеньев. Другим способом является получение динамических характеристик, которые отражают поведение объекта или элемента при типовых воздействиях или возмущениях и называются кривыми разгона. В зависимости от характеристик объекты регулирования могут быть статическими и неустойчивыми.

Регуляторы САР могут быть без обратной связи, т. е. без отражения влияния характеристики регулирующего органа на регулируемую величину; с жесткой обратной связью, когда на работе регулирующего органа отражается состояние регулируемой величины, или с упругой обратной связью (изодромной), когда регулирующий орган изменяет свое положение лишь после того, как процесс самовыравнивания регулируемой величины практически закончился.

В качестве исполнительных механизмов применяются гидравлические поршневые сервомоторы, пневматические и электрические устройства, которые различаются по наличию и виду связи — жесткой или гибкой и числу датчиков этой связи — от одного до двух. Электронные и иные регуляторы в производственных, производственно-отопительных и отопительных котельных чаще всего используются для регулирования процесса горения, питания, температуры и других величин.

В общем случае система автоматического регулирования барабанного парового котла состоит из следующих систем, регулирования: процесса горения, температуры перегрева пара, питания (уровня воды в барабане) и водного режима.

Задачей регулирования процесса горения в топке котла является поддержание расхода топлива в соответствии с расходом пара или теплоты, обеспечение подачи воздуха в топочное устройство в соответствии с расходом топлива для осуществления экономичного сжигания последнего и, наконец,

регулирование давления дымовых газов на выходе из топки.

При установившемся режиме работы котельного агрегата принимается, что расход топлива и полезно использованная теплота пропорциональны расходу пара. Это видно из уравнения баланса теплоты:

$$BQ_n^p \eta_{ка}^{бр} = D \Delta i_{ка} \quad (10.1)$$

Показателем равновесного состояния между поступлением топлива и расходом пара может быть постоянство давления пара в барабане котла или в паропроводе, а изменение давления служит импульсом для работы регулятора.

Подача воздуха в топку должна производиться в количестве, необходимом для поддержания его избытка α , обеспечивающего экономичное сжигание топлива и равного

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2} \text{ или } \alpha \approx RO_2^{\max} / RO_2 \quad (10.2)$$

Так как показания газоанализаторов запаздывают, то условились считать, что для выделения единицы теплоты при сжигании любого сорта и состава топлива требуется одинаковое количество кислорода, что вытекает из уравнения Вельтера — Бертье, по которому количество воздуха, m^3/kg ,

$$V^0 \approx 1,1 \frac{Q_n^p}{1000} \quad (10.3)$$

Зная количество теплоты по расходу пара, горячей воды или топлива, можно поддерживать расход воздуха пропорциональным расходу топлива, т. е. осуществлять схему «топливо — воздух». Схема больше всего пригодна при сжигании природного газа и жидкого топлива, у которых теплоту сгорания можно считать постоянной по времени и есть возможность измерять их расход. Правильность соотношения между поступлением топлива и воздуха может контролироваться при стационарном процессе по разрежению в топочной камере.

При переходных процессах может иметь место расхождение между количествами теплот, выделенными сгоревшим топливом и воспринятыми в агрегате. Эта разница пропорциональна скорости изменения давления пара во времени $a \frac{dp}{dt}$, где a — коэффициент, учитывающий степень изменения ско-

рости и называемый условно «импульсом по теплоте». Поэтому при использовании импульса по расходу пара D к нему вводят корректирующий импульс по теплоте $a \frac{dp}{dt}$. Тогда суммарный импульс имеет вид: $D + a \frac{dp}{dt}$. При

колебаниях величины Q_n^p экономичность процесса не будет сохраняться, если не вводить дополнительную корректировку. Поэтому предложена схема регулирования «пар — воздух», в которой подача топлива регулируется по импульсу от давления пара, а регулятор воздуха получает импульс от алгебраической суммы импульсов по расходу пара, топлива и воздуха.

Регулирование количества удаляемых дымовых газов обычно ведется по разрежению в топочной камере. При нескольких котлоагрегатах ставится главный регулятор, получающий импульс по заданному расходу тепла, который подает корректирующие импульсы на регуляторы топлива или воздуха каждого из котлоагрегатов.

Кроме процесса горения, в паровых котлах обязательно автоматически регулируют подачу воды в барабан по импульсам от уровня воды, расхода пара и часто еще и расхода питательной воды.

Ниже рассмотрены некоторые структурные схемы автоматического регулирования процессов в паровых и водогрейных котлах. Для паровых котлов с естественной циркуляцией необходима подача топлива в соответствии с нагрузкой по импульсу постоянства давления в барабане котла.

Применяемая для этого схема показана на рис. 10.2.

В схеме и остальных схемах приняты следующие обозначения: Д — датчик; РД — усилитель; З — задатчик; ИМ — исполнительный

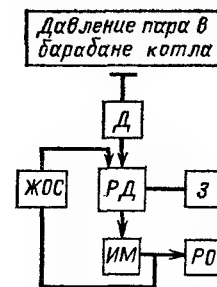


Рис. 10.2. Схема регулятора топлива.

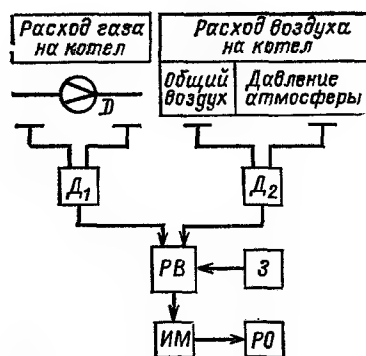


Рис. 10.3. Схема регулятора воздуха по расходу газа.

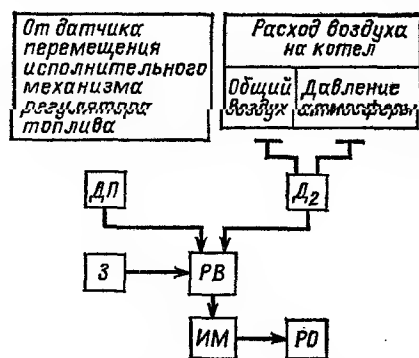


Рис. 10.4. Схема регулятора воздуха для котла, работающего на мазуте и твердом топливе на решетках с пневмомеханическими забрасывателями.

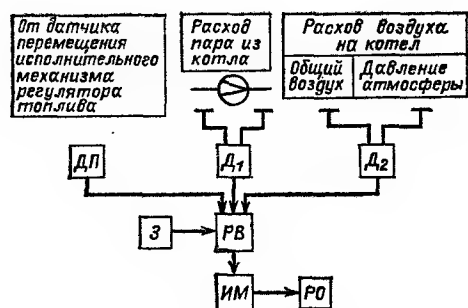


Рис. 10.5. Схема регулятора воздуха паровых котлов на газе и мазуте типа «пар-воздух».

механизм; РО—регулирующий орган и ЖОС— жесткая обратная связь.

При работе котла на газе или жидком топливе регулятор воздействует на заслонки в трубопроводах; при твердом топливе — на плунжер пневмозабрасывателя (см. рис. 4.11) топок ПМЗ-РПК, ПМЗ-ЛЦР и ПМЗ-ЧЦР. Перемещение исполнительного механизма любого регулятора топлива имеет ограничения, соответствующие минимальной и максимальной производительности котла, осуществляемые с помощью концевых выключателей. При нескольких паровых котлах имеется регулятор

давления в общем паропроводе, поддерживающий определенное соотношение между общим расходом пара и производительностью отдельных котлов.

При работе котла на газе наиболее часто используется схема «топливо — воздух», показанная на рис. 10.3.

В этой схеме регулятор получает два импульса по измеряемому расходу газа или его давлению перед горелками от датчика D_1 и по давлению воздуха в коробе перед горелками котла D_2 .

При работе котла на мазуте из-за трудностей измерения его расхода один датчик (рис. 10.4) получает импульс от перемещения выходного звена исполнительного механизма ДП, а второй — по давлению воздуха аналогично схеме рис. 10.2.

Регулирование по этой схеме менее точно из-за наличия зазоров в сочленениях исполнительного механизма и обычно нелинейной характеристики регулирующего расход мазута органа (клапана, задвижки и т. п.). Кроме того, при схеме по рис. 10.4 необходимо поддерживать постоянными давление и вязкость мазута, направляемого к горелкам. Последнее достигается контролем за подогревом мазута.

При сжигании твердого топлива в топках с пневмозабрасывателями и механическими решетками можно использовать схему, показанную на рис. 10.4. В этом случае регулятор воздействует на плунжер забрасывателя.

Если паровой котел работает с постоянной нагрузкой, но с частыми переходами с газа на мазут и обратно, целесообразно использовать схему «пар — воздух», показанную на рис. 10.5.

Особенностью схемы является наличие импульса от измерения расхода пара и давления воздуха с корректировкой исчезающим импульсом от регулятора топлива. Схема позволяет не менять настройку регулятора при переходе с одного топлива на другое, но при работе котла с колебаниями производительности не всегда обеспечивает требуемый при этом избыток воздуха.

В паровых и комбинированных пароводогрейных котлах необходимо регулировать питание, т. е. подачу воды в соответствии с количеством отдаваемого пара и размером непрерывной продувки, что осуществляется регуля-

тором питания. Наиболее простым является одноимпульсный регулятор с датчиком от уровня воды в барабане, схема которого показана на рис. 10.6, где, кроме известных обозначений, через УС обозначен уравнительный сосуд и РУ — регулятор уровня. Эта схема с упругой обратной связью УОС широко используется в котлах малой, иногда средней мощности, работающих с постоянными нагрузками. В крупных котлах к импульсу по уровню воды в барабане котла добавляются импульсы от датчиков приборов, измеряющие расходы питательной воды и пара. Импульс от первого датчика служит жесткой обратной связью, а от второго — является дополнительным опережающим импульсом для регулятора питания.

Для поддержания постоянства разрежения в топочной камере, что необходимо для безопасности обслуживающего персонала и предотвращения больших присосов воздуха в топку, используется одноимпульсный астатический регулятор, воздействующий на направляющий аппарат дымососа.

Схема регулятора изображена на рис. 10.7, где через РР обозначен регулятор разрежения, пунктиром показана упругая обратная связь от электрического исполнительного механизма ИМ₂ при установке дымососа вне здания котельной. Для водогрейных котлов, работающих в базовом режиме, применяются САР, поддерживающие постоянную температуру воды на выходе из котла. Схема такого регулятора показана на рис. 10.8, где ТС — датчики температуры. Регулятор по импульсу от датчика 1ТС поддерживает заданную температуру воды за котлом, воздействуя на регулирующий орган на газопроводе или мазутопроводе, идущих к горелкам котла.

При работе водогрейного котла в переменном режиме регулятор получает импульс от датчика 2ТС, измеряющего температуру воды, поступающей в тепловые сети потребителя, как изображено на рис. 10.8 пунктиром.

Схемы регуляторов воздуха для водогрейных котлов осуществляют по принципу «топливо—воздух» (см. рис. 10.3 и 10.4), но в них добавляется «следающий прибор» с задатчиком 3, получающий импульс от исполнительного механизма ИМ каждого из направ-

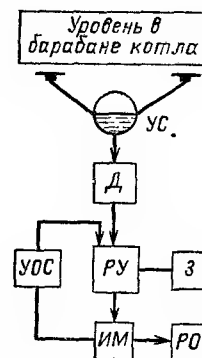


Рис. 10.6. Схема регулятора питания котла водой.

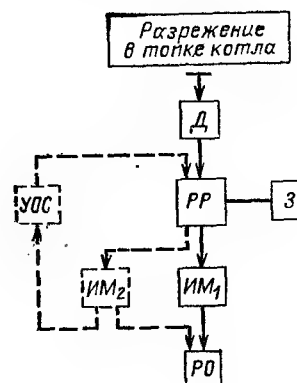


Рис. 10.7. Схема регулятора разрежения в топке.

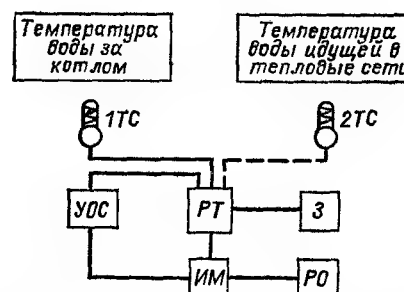


Рис. 10.8. Схема регулятора температуры воды за водогрейным котлом.

ляющих аппаратов двух вентиляторов (для котлов типа ПТВМ-30М).

Водогрейные котлы типа ПТВМ, не имеющие дымососов и работающие с естественной тягой, регулируются изменением числа включенных горелок, обычно вручную со щита управления котла.

Для поддержания приблизительно соответствия между расходом воздуха и топлива следует поддерживать

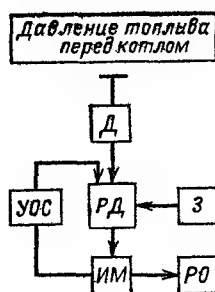


Рис. 10.9. Схема регулятора давления топлива перед горелками котлов ПТВМ с естественной тягой.

постоянное давление топлива перед горелками, для чего используется схема, изображенная на рис. 10.9. Однако и при этой схеме обеспечить экономичность сжигания топлива, получаемую при регуляторе «топливо — воздух», трудно.

Кроме автоматического регулирования паровых и водогрейных котлов, при комплексной автоматизации котельных автоматизируется работа деаэраторов, аппаратуры химической водоподготовки, редукционно-охладительных и редукционных установок, положение уровня в баках для жидкого топлива, баках-аккумуляторах, автоматически регулируется величина давления в общем напорном мазутопроводе и температуры воды перед водоподготовкой, за теплообменниками для сетевой воды и воды для горячего водоснабжения.

Схемы регуляторов подробно рассмотрены в [38], где рассмотрены также используемые для этого аппаратура и приборы. Ниже приводятся варианты автоматизации парового котла ГМ-50-14 и водогрейных котлов КВ-ГМ-10 и КВ-ТС-10.

На рис. 10.10 представлена схема теплового контроля и защиты парового котла ГМ-50-14.

Организация теплового контроля и выбор приборов произведены в соответствии со следующими принципами:

параметры, наблюдение за которыми необходимо для правильного ведения установочных режимов, измеряются показывающими приборами (поз. 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 14, 34, 35, 28, 16, 1, 36, 37, 18, 2, 19, 20, 22, 23, 24, 25, 26, 27);

параметры, изменение которых может привести к аварийному состоянию, контролируются сигнализирующими приборами (поз. 12, 13, 17, 38, 21, 4);

параметры, учет которых необходим для хозяйственных расчетов или анализа работы

оборудования, контролируются самопишущими приборами (поз. 29, 30, 39, 31, 32, 33, 38, 21).

На рис. 10.11 представлена схема автоматического регулирования парового котла ГМ-50-14, у которого предусмотрена автоматизация процессов горения и питания котла.

Регулирование процесса горения выполняется тремя регуляторами: регулятором тепловой нагрузки (поз. 58), регулятором воздуха (поз. 59) и регулятором разрежения (поз. 60).

Регулятор тепловой нагрузки получает командный импульс от главного корректирующего регулятора К-57, а также импульсы по расходу пара (поз. 58ж) и по скорости изменения давления в барабане котла (поз. 58). Регулятор тепловой нагрузки воздействует на орган, регулирующий подачу топлива в топку.

Главный корректирующий регулятор в свою очередь получает импульс по давлению пара в общем паровом коллекторе (поз. 57в) и устанавливает производительность котлов в зависимости от внешней нагрузки котельной, являясь общим для нескольких котлов ГМ-50-14.

В случае необходимости каждый котел может работать и в базисном режиме. Перевод котла в базисный режим осуществляется переключателем 2ПУ, установленным на щите. При этом регулятор тепловой нагрузки получает задание от задатчика ручного управления (поз. 57г).

Регулятор общего воздуха поддерживает соотношение «топливо — воздух», получая импульсы по расходу топлива от датчика (поз. 59в или 59г) и по перепаду давления воздуха в воздухоподогревателе (поз. 59д). Для обеспечения экономичного сжигания топлива в схему регулятора воздуха может вводиться коррекция по наличию свободного кислорода в дымовых газах от вторичного прибора газоанализатора МН5 106 (поз. 39).

Постоянное разрежение в топке поддерживается с помощью регулятора в топке котла (поз. 60в) и воздействующего на направляющий аппарат дымососа. Между регулятором воздуха (1К-59) и регулятором разрежения (1К-60) имеется динамическая связь (поз. 59ж), задача которой заключается в подаче дополнительного импульса в переходных режимах, что позволяет сохранить правильный тягодутьевой режим в процессе срабатывания регулятора воздуха и разрежения. Устройство динамической связи обладает направленностью действия, т. е. ведомым регулятором может быть только регулятор разрежения.

Питание котлов водой осуществляется по двум трубопроводам, поэтому на котле устанавливается два регулятора питания. (1К-63, 1К-64). Регулирование питания котла выполнено по трехимпульсной схеме — по расходу пара (поз. 63ж), по расходу питательной воды (поз. 63е) и по уровню в барабане котла (поз. 63в).

Регулятор непрерывной продувки (поз. 61, 62) устанавливается на каждом из выносных циклонов. В соответствии с расходом пара из котла (поз. 61в, 62в) изменяется положение регулирующего клапана на линии непрерывной продувки.

Для обеспечения надежной и безопасной работы персонала и котла предусматривается

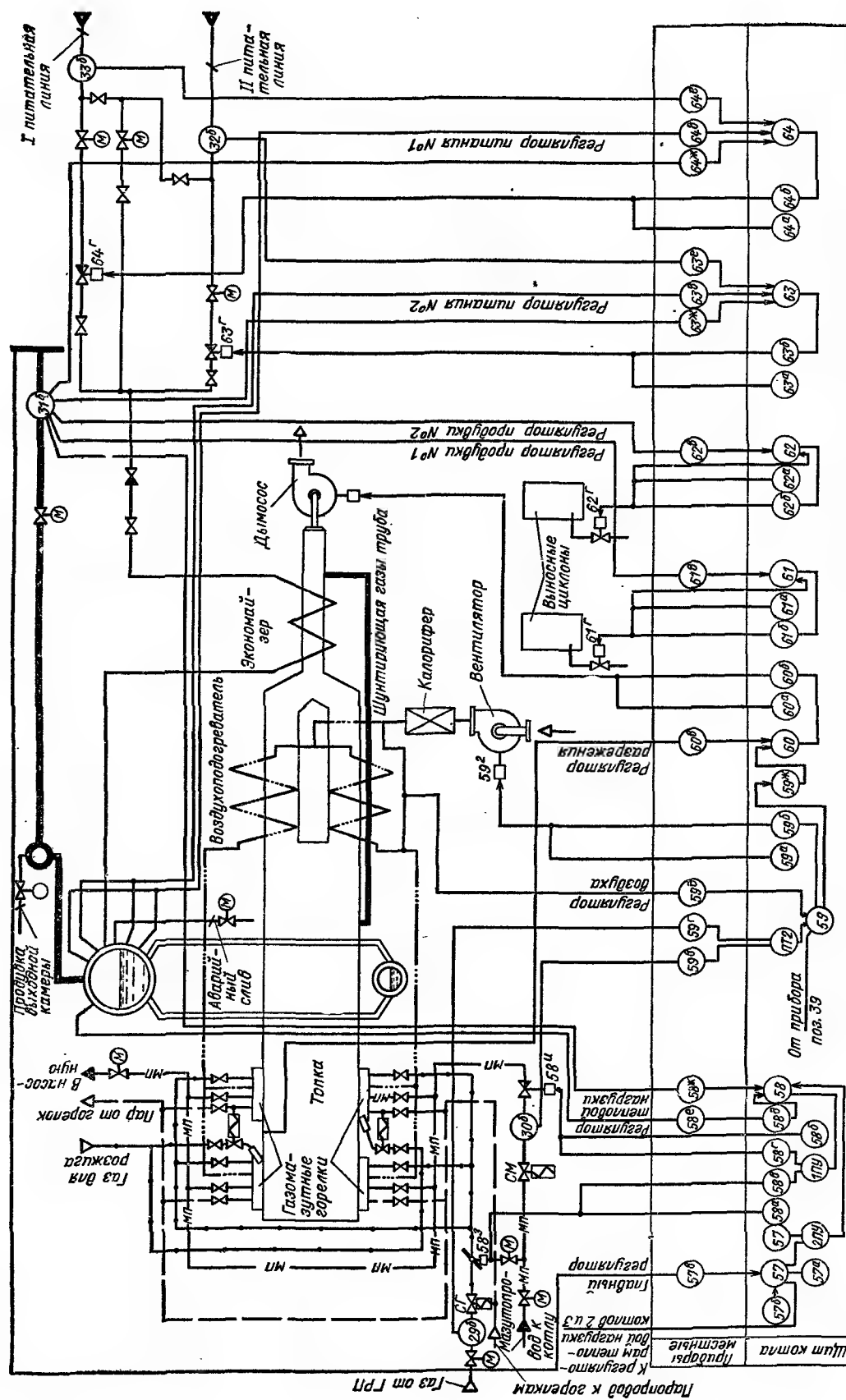


Рис. 10.11. Схема автоматического регулирования парового котла ГМ-50-14.

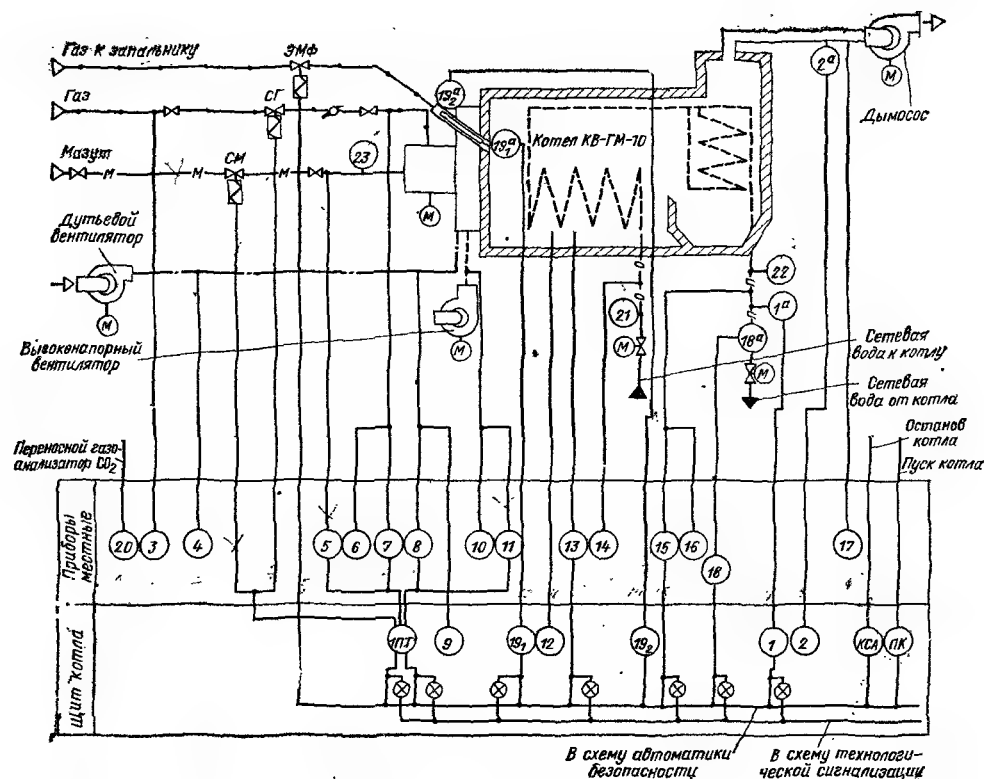


Рис. 10.13. Схема теплового контроля работы водогрейного котла типа КВ-ГМ-10.

Условные обозначения: — газопровод; —М— — мазутопровод; □ — дымовые газы; —○— сетевая вода — обратная; —П— сетевая вода к потребителям.

автоматическая защита теплового оборудования.

Схема автоматической защиты котла показана на рис. 10.12. Действие защиты происходит в два этапа: первый этап предусматривает предупреждающие мероприятия, а второй — останов котла.

Предупреждающие мероприятия предусмотрены в случае повышения уровня воды в барабане котла до первого предела. При этом открывается вентиль аварийного слива и затем закрывается при восстановлении уровня.

При остановке котла выполняются следующие операции:

1) закрытие отсекающего органа на трубопроводе подачи топлива к котлу, главной задвижки на паропроводе от котла и задвижек на подводе питательной воды (только в случае действия защиты при повышении уровня в барабане котла до второго верхнего предела или упуске уровня);

2) открытие вентиля продувки выходного парового коллектора.

Защиты, действующие на останов и отключение котла, приходят в действие при:

а) перепитке котла водой (вторая ступень действия защиты);

б) упуске уровня воды в барабане котла;

в) падении давления мазута в трубопроводе к котлу при работе на мазуте;

г) отклонении (понижении или повышении сверх допустимых пределов) давления газа к котлу при работе на газе;

д) понижении давления воздуха, подаваемого в топку;

е) падении разрежения в топке котла;

ж) погасании факела в топке;

з) повышении давления пара за котлом;

и) аварийном останове дымососа;

к) исчезновении напряжения в цепях защиты и неисправности цепей и аппаратуры.

На рис. 10.13 представлена схема теплового контроля водогрейного котла КВ-ГМ-10.

Схемой для правильного ведения технологического процесса предусмотрены показывающие приборы: температуры уходящих газов 2, сетевой воды, поступающей в котел 21, воды, входящей в тепловые сети, 1; давлений газа 3, мазута 5, воздуха от дутьевого вентилятора 4, от вентилятора первичного высоконапорного воздуха 10; разрежения в топке 12; воды, поступающей в котел, 14; разрежения перед дымососом 17 (из них приборы 2, 3, 4, 6, 9, 10, 12, 14, 17 необходимы для ведения процесса горения, а остальные для контроля за работой котла); давления сетевой воды за котлом 15; расхода воды через котел 18; погасания факела в топке 19; тяги 13; давления воздуха 8 и 11.

Для безопасной работы котла предусмотрены сигнализирующие приборы, участвующие в защите, которая срабатывает при:

- а) увеличении или уменьшении давления газа при работе котла на газе (поз. 7);
- б) понижении давления мазута при работе котла на мазуте (поз. 5);
- в) отклонении давления сетевой воды за котлом (поз. 15);
- г) уменьшении расхода воды через котел (поз. 18);
- д) повышении температуры сетевой воды за котлом (поз. 1);
- е) погасании факела в топке (поз. 19);
- ж) нарушении тягв (поз. 13);
- з) понижении давления воздуха (поз. 8);
- и) аварийном останове дымососа;
- к) останове ротационной форсунки (при сжигании мазута);
- л) понижении давления первичного воздуха (при сжигании мазута) (поз. 11);
- м) неисправности цепей тепловой защиты.

При аварийном отклонении одного из вышеперечисленных параметров прекращается подача топлива к котлу. В качестве отсекающего органа на газе применен предохранительный клапан ПКН, на котором установлен электромагнит (поз. СГ). Отсечка мазута производится с помощью соленоидного клапана типа ЗСК (поз. СМ).

На схеме рис. 10.14 показаны регулятор топлива 25, регулятор воздуха 24 и регулятор разрежения 26.

При работе котла на мазуте регулятором топлива поддерживается постоянная температура воды на выходе из котла (150 °С). Сигнал от термометра сопротивления (поз. 25 з),

установленного на трубопроводе воды перед котлом, исключается путем установки ручки чувствительности данного канала регулятора в нулевое положение. При работе котла на газе необходимо поддерживать (по режимной карте) заданные температуры воды на выходе из котла, чтобы обеспечивать температуру воды на входе в котел — 70 °С. Регулятор топлива воздействует на соответствующий орган, изменяющий подачу топлива.

Регулятор воздуха получает импульс по давлению воздуха и по положению регулирующего клапана на мазутопроводе к котлу при сжигании мазута или по давлению газа при сжигании газа. Регулятор воздействует на направляющий аппарат дутьевого вентилятора, приводя в соответствие соотношение «топливо—воздух».

Регулятор разрежения поддерживает постоянным разрежение в топке котла, изменяя положение направляющего аппарата дымососа.

При сжигании высокосернистых топлив регулятором топлива поддерживается постоянная температура воды на выходе из котла (150 °С). Сигнал от термометра сопротивления (поз. 16), установленного на трубопроводе воды перед котлом, исключается путем установки ручки чувствительности данного канала регулятора в нулевое положение. При сжигании малосернистых топлив необходимо поддерживать такие температуры воды на выходе из котла (по режимной карте), которые обеспечивают температуру воды на входе в котел, равную 70 °С. Степень связи по каналу воздействия от термометра сопротивления (поз. 16) определена при наладке.

Для водогрейного котла КВ-ТСВ-10 в схеме, показанной на рис. 10.15,

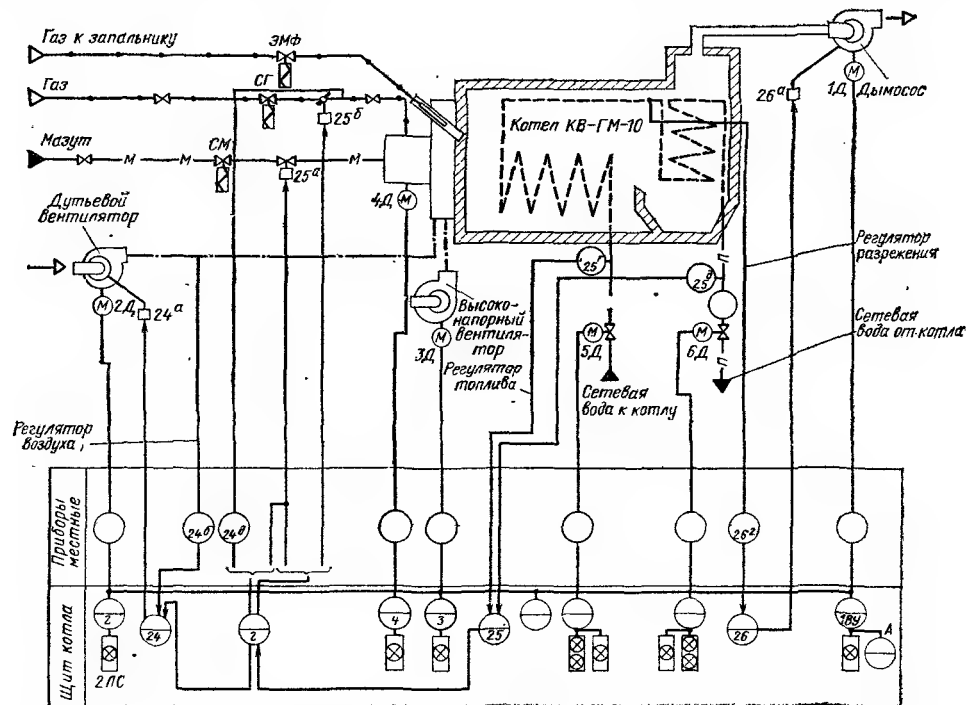


Рис. 10.14. Схема автоматики защит и сигнализации котла КВ-ГМ-10.

предусмотрены, как и для котла КВ-ГМ-10, регуляторы топлива, воздуха и разрежения.

В этой схеме регулятор топлива изменяет подачу твердого топлива воздействием на плунжер пневматических забрасывателей. Регулятор воздуха получает импульс по перепаду давления в воздухоподогревателе и по положению регулирующего органа регулятора топлива и воздействует на направляющий аппарат дутьевого вентилятора, приводя в соответствие соотношение «топливо—воздух».

Регулятор разрежения аналогичен регулятору разрежения котла КВ-ГМ-10.

Тепловая защита для котла КВ-ТСВ-10 выполняется в меньшем объеме, чем для котла КВ-ГМ-10, и срабатывает при отклонении давления воды за котлом, уменьшении расхода воды через котел, повышении температуры воды за котлом.

При срабатывании тепловой защиты останавливаются двигатели пневматических забрасывателей и дымососа, после чего блокировка автоматически отключает все механизмы котлоагрегата.

Тепловой контроль водогрейного котла КВ-ТСВ-10 в основном аналогичен тепловому контролю котла КВ-ГМ-10, но учитывает отличия в технологии их работы.

В качестве регулирующих органов как для паровых, так и для водогрейных котлов рекомендуется использовать регуляторы типа Р-25 системы «Контур», выпускаемые заводом МЗТА (Московский завод тепловой автоматики).

Для котлов КВ-ГМ-10 и КВ-ТСВ-10 на схемах показан вариант приборов Р-25 со встроенными задатчиками, блоками управления и индикаторами, а для парового котла ГМ-50-14 — с внешними задатчиками, блоками управления и индикаторами.

Кроме того, в перспективе для автоматизации водогрейных котлов можно рекомендовать комплекты средств управления 1КСУ-ГМ и 1КСУ-Т.

В схемах автоматизации условные обозначения соответствуют ОСТ 36-27-77, где принято: А — сигнализация; С — регулирование, управление; F — расход; H — ручное воздействие; L — уровень; P — давление, вакуум; Q — величина, характеризующая качество, состав, концентрацию и т. п., а также интегрирование, суммирование по времени; R — регистрация; T — температура.

В полностью автоматизированных установках с защитами и блокировкой

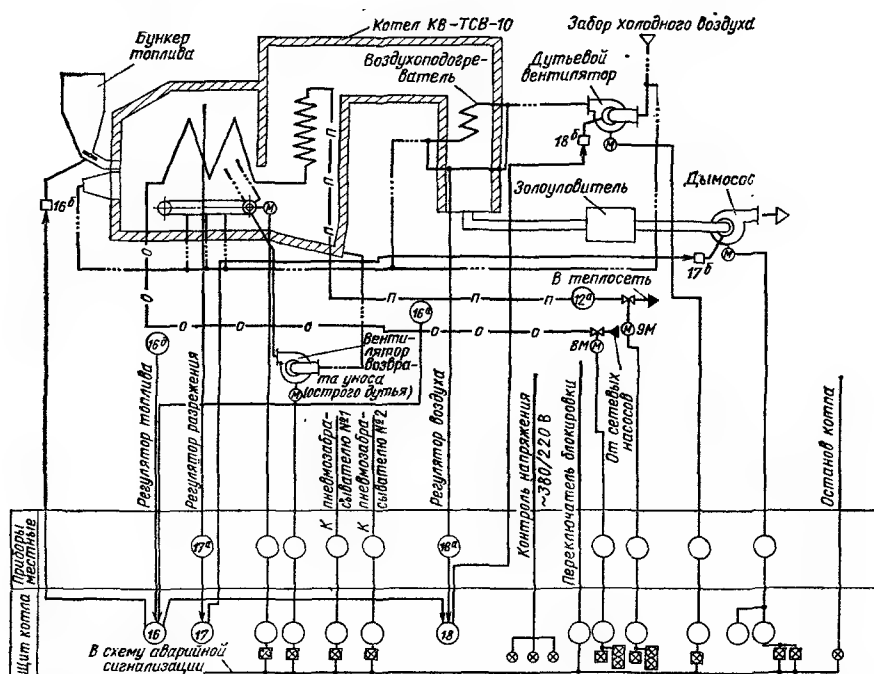


Рис. 10.15. Схема автоматического регулирования и теплового контроля работы водогрейного котла типа КВ-ТСВ-10.

..... — воздух; остальные назначения — см. рис. 10.13.

ми применяется телемеханизация, т. е. процесс автоматического пуска, регулирования и останова объекта, осуществляемый дистанционно с помощью приборов, аппаратов или других устройств без участия человека. При телемеханизации на центральный пункт управления, откуда контролируется работа находящихся на значительном расстоянии теплоснабжающих установок, выносятся главные приборы, по которым можно проверять работу основного оборудования, и ключи управления.

Автоматизация работы котельных агрегатов позволяет получить, кроме повышения надежности и облегчения труда, определенную экономию топлива, составляющую при автоматизации регулирования процесса горения и питания агрегата около 1—2 %, при регулировании работы вспомогательного котельного оборудования 0,2—0,3 % и при регулировании температуры перегрева пара 0,4—0,6 %. Однако общие затраты на автоматизацию не должны превышать нескольких процентов стоимости установки.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОТЕЛЬНЫХ

11.1. ОБЩИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Оценка эффективности проекта, сопоставление вариантов технических решений, принятых в проекте, сравнение проектов, а также оценка степени совершенства эксплуатации производится на основании ряда технико-экономических показателей. К ним относятся прежде всего КПД котельного агрегата и котельной брутто $\eta_{бр}$ и нетто $\eta_{н}$ характеризующие степень использования теплоты, содержащейся в топливе.

Для удобства сопоставления разных типов котельных, работающих с разными производительностями при различающихся параметрах и на различных топливах, принято в качестве общего показателя использовать удельный расход условного топлива на единицу выработанной или отпущенной теплоты:

$$b_v = E_{год} / \Sigma Q_v \quad (11.1)$$

или

$$b_{от} = B_{год} / \Sigma Q_{от}, \quad (11.2)$$

где $B_{год}$ — годовой расход топлива, кг или т у. топлива; ΣQ_v — количество выработанной или $\Sigma Q_{от}$ — отпущенной котельной теплоты, Гкал/год.

Разница между выработанным и отпущенным количеством теплоты расходуется на собственные нужды и потери в котельной, т. е. характеризует рациональность тепловой схемы, правильность выбора вспомогательного оборудования, а также степень совершенства эксплуатации оборудования котельной и утилизации тепловых

отходов, т. е. степень использования оборудования, расхода пара или горячей воды на собственные нужды (на подогрев топлива, воды, воздуха, обдувку и обмывку поверхностей нагрева), состояние конденсатного хозяйства, глубину утилизации теплоты продувочной воды, конденсата, а при наличии котлов-утилизаторов степень использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), называемых также побочными (ПЭР).

В формулы удельного расхода топлива (11.1) и (11.2) входят данные о его годовом расходе (включая потери) и о годовых выработке или отпуске теплоты. Годовой расход условного топлива для котельных можно найти из выражения

$$B_{год} = \frac{k_{пт} \Sigma Q_v}{\eta_{бр}^{ку} 7000}, \quad (11.3)$$

где $k_{пт} \geq 1$ — коэффициент, учитывающий потери топлива при транспортировке, разгрузке, хранении, внутреннем перемещении и обработке, а также расход топлива на растопки и другие потери; $\eta_{бр}^{ку}$ — КПД брутто котельной установки в долях, найденный в тепловом расчете при проектировании или принятый по данным завода-изготовителя.

Потери топлива имеют место при его транспорте с места добычи или склада поставщика до потребителя. При расчетах за твердое топливо франко-склад или шахта поставщика потери топлива зависят от вида транспорта (железная дорога, автотранс-

порт и т. д.), вида топлива (торф, бурый, каменный уголь), его крупности, наличия защитных мер при перевозке против сдувания топлива ветром, числа перегрузок и от расстояния между поставщиком и потребителем. Эти потери при транспорте для бурых и каменных углей не должны превышать 0,6—0,8 % количества перевезенного топлива и только для фрезерного торфа допускаются до 1,5 %. Потери топлива у потребителя связаны с разгрузкой, перемещениями топлива по складу и в системе топливоподачи. Эти потери для каменного и бурого углей не должны превышать 0,8 %, для фрезерного торфа — 1,3 % количества топлива. Следует учитывать, что каждая перевалка углей увеличивает потери примерно на 0,2 %, перегрузка — на 0,45 % количества перемещенного топлива. Для торфа эти потери составляют соответственно по 0,4 %. Для предупреждения потерь топлива необходимо соблюдение ряда требований к перевозкам, территории, оборудованию склада и условиям хранения твердого топлива (см. гл. 7).

Получение у поставщика жидкого топлива, транспорт, слив и хранение его у потребителя также связаны с потерями. Так, при транспорте жидкого топлива в железнодорожных цистернах его потеря не должна превышать 0,7 кг/т.

В пути от поставщика до потребителя независимо от расстояния и времени года потери составляют 0,03 % перевозимого количества топлива. При хранении жидкого топлива у потребителя в резервуарах (наземных и заглубленных) потери возникают из-за испарения с поверхности наиболее высококалорийных частей составляющих топлива. Эти потери из 1 т хранимого топлива за месяц не должны превышать 0,75—1,05 кг топлива. Чем выше теплота сгорания жидкого топлива, чем больше в нем углеводородных соединений, ниже температура вспышки в открытом тигле и выше температура в резервуаре для хранения, тем больше потери.

Поэтому необходимо осуществление ряда мероприятий, позволяющих уменьшить потери жидкого топлива: уплотнение всех соединений в приемных, транспортных и сливных устройствах, защитная от солнца окраска и контроль за температурой в резерву-

арах и расходных баках жидкого топлива.

Эти мероприятия необходимы потому, что все потери топлива принято относить к расходу последнего на отпущенную котельной теплоту. В первом приближении коэффициент, учитывающий потери топлива, можно принимать $k_{\text{п}}=1,006$ (для мазута и газа) и $k_{\text{пт}}=1,015$ (для твердого топлива).

Суммарное количество теплоты, вырабатываемой котельной и определяемой из расчета тепловой схемы [см. формулы (5.4) и (5.34) гл. 5], $\Sigma Q_{\text{в}}$, Гкал/год. Если определена среднегодовая нагрузка котельной $Q_{\text{ср}}$, Гкал/ч, то количество выработанной теплоты, Гкал/год:

$$\Sigma Q_{\text{в}} = Q_{\text{ср}} \tau, \quad (11.4)$$

где τ — число часов работы установки со средней нагрузкой в течение календарного года.

В случае отпуска из котельной пара целесообразно пересчитать его количество (т/год) в теплоту (Гкал/год), так как от источника теплоснабжения — производственной и производственно-отопительной котельной обычно отпускается несколько теплоносителей с различными параметрами, меняющимися во времени.

Поскольку в стоимость теплоты, кроме затрат на топливо и другие нужды котельной, входит и электроэнергия, представляет интерес выяснить ее расход в зависимости от производительности и типа котельной. Так как эксплуатационные материалы не всегда обладают должной достоверностью, ниже приведены данные об установленной удельной мощности электрооборудования для различных типов котельных.

На рис. 11.1 изображены кривые изменения установленной мощности электродвигателей и других потребителей электроэнергии $\Sigma N_{\text{эл}}$, кВт, отнесенной к установленной тепловой производительности котельной $\Sigma Q_{\text{уст}}$, Гкал/ч, для производственных, производственно-отопительных и чисто отопительных котельных с закрытой системой теплоснабжения, запроектированных для сжигания газа и мазута.

Из рис. 11.1 видно, что величина $\Sigma_{\text{уд}}$ растет с уменьшением тепловой производительности котельной и мало изменяется, начиная с $\Sigma Q_{\text{уст}} \geq$

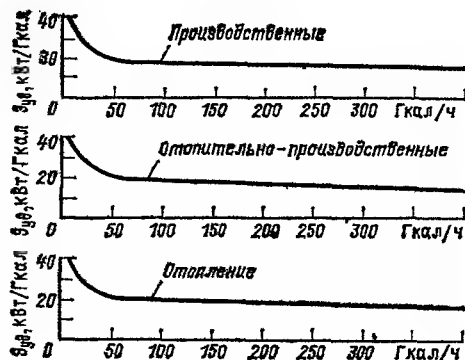


Рис. 11.1. Удельная установленная электрическая мощность в зависимости от теплопроизводительности котельной для топлива газ—мазут. (система теплоснабжения закрытая).

≥ 50 Гкал/ч. Далее из рис. 11.1 видно, что назначение котельной (производственная и т. д.) не резко сказывается на удельной установленной электрической мощности: последняя для всех типов котельной лежит в пределах 15—20 кВт/(Гкал/ч). Теплопроизводительность котельной ниже 25—30 Гкал/ч влечет резкое увеличение удельной установленной электрической мощности. Более высокие значения для производственно-отопительных котельных вызваны наличием в них, кроме сетевых и рециркуляционных насосов, питательных насосов паровых котлов. При открытой системе теплоснабжения удельная установленная мощность из-за повышенных расходов воды должна увеличиться ориентировочно на 25 %.

Для твердого топлива соответствующие кривые изображены на рис. 11.2 для тех же трех типов котельных. Характерным на рис. 11.2 является увеличение в 1,5—2 раза установленной мощности при камерном сжигании твердого топлива (см. кривые для производственных и отопительных котельных на рис. 11.2). По абсолютным значениям установленная электрическая мощность котельных при слоевом сжигании топлива лежит на более низком уровне по сравнению с котельными для газа и мазута. Попутно отметим, что применение пневмозолоудаления увеличивает установленную электрическую мощность примерно в два раза, а отказ от химической очистки воды и переход к магнитной обработке снижает почти во столько же раз $\mathcal{E}_{уд}$. Следует иметь в виду, что

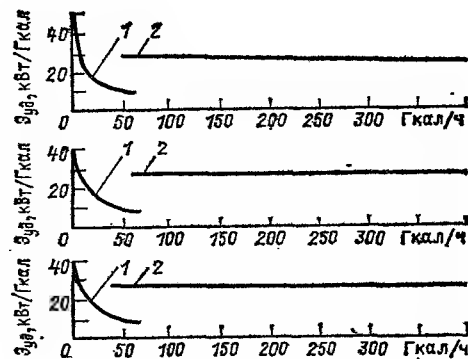


Рис. 11.2. Удельная установленная электрическая мощность в зависимости от теплопроизводительности котельной для твердого топлива. Сжигание: 1 — слоевое; 2 — камерное. Система теплоснабжения закрытая.

для большинства котельных установленная электрическая мощность получается выше 100 кВт·А. При этом применяется двухставочный тариф, при котором оплачиваются как присоединенная к районным (городским) сетям установленная мощность, кВт·А, или заявленный максимум нагрузки, кВт, в часы максимума энергосистемы, так и фактически полученная из сетей электроэнергия.

Основная плата за присоединенную мощность или за 1 кВт максимума нагрузки в разных энергосистемах различна и может изменяться почти в четыре раза. Плата за полученную из энергосистемы электроэнергию меняется еще больше (до 20 раз) и исчисляется со скидками и надбавками, определяемыми с помощью единых Правил пользования электрической и тепловой энергией [39]. Эти обстоятельства указывают на обязательность сокращения общей установленной электрической мощности, тщательного подбора электродвигателей (в первую очередь к крупным машинам) и потребления электроэнергии из сетей в часы её минимальной стоимости, что позволяет уменьшить стоимость единицы тепловой энергии. Особенно важно выполнение этих требований в районах со слабо развитыми электрическими сетями и невысокой мощностью электростанций.

Для определения затрат электроэнергии, кроме удельной установленной мощности электрооборудования котельных, необходимо знать коэффициент использования установленной мощности. В первом приближении рас-

ход электроэнергии в котельной, кВт·ч/год, может быть найден из выражения

$$\Sigma \mathcal{E}_{\text{год}} = \frac{\Sigma N_{\text{уст}}}{\Sigma Q_{\text{уст}}} \Sigma Q_{\text{уст}} \tau k_{\text{эл}}, \quad (11.5)$$

где $\Sigma N_{\text{уст}}/\Sigma Q_{\text{уст}}$ принимается по данным рис. 11.1 или 11.2; $\Sigma Q_{\text{уст}}$ — установленная тепловая производительность котельной, Гкал/ч; τ — число часов работы котельной в течение года; $k_{\text{эл}}$ — коэффициент использования установленной мощности, для котельных с $\Sigma Q_{\text{уст}} \leq 10$ Гкал/ч $k_{\text{эл}} = 0,5 \div 0,7$; с $\Sigma Q_{\text{уст}} \leq 10 \div 200$ Гкал/ч $k_{\text{эл}} = 0,6 \div 0,8$, а на более крупных составляет около 0,8.

Изложенное позволяет найти годовой расход электроэнергии, пользуясь тепловым эквивалентом 1 кВт·ч, равным 860 ккал, пересчитать этот расход в теплоту.

Следующей величиной, показывающей степень совершенства эксплуатации котельной, является удельный расход воды из внешнего источника. Выбор тепловой схемы котельной со значительными потерями конденсата и сетевой воды, потерями пара и пр., требующей значительных добавок воды из внешних источников, свидетельствует об упрощении технических решений и обязательности их подтверждения технико-экономическими обоснованиями.

Экономия воды из любого источника водоснабжения, а также запреты загрязнения водоемов и рек промышленными сбросами требуют применения замкнутой системы водоснабжения и доведения расхода воды до рационального минимума. Последний может быть получен в производственных котельных при максимальном возврате конденсата с предприятия, а в отопительно-производственных и отопительных котельных — при закрытой системе теплоснабжения и минимальных потерях конденсата пара и воды в тепловых сетях. Это важно для маловодных мест, районов с высокоразвитой промышленностью и для всей европейской части страны.

Для первоначальной ориентировки в определении расхода воды дан рис. 11.3, где приведены данные об удельном расходе воды из внешнего источника в зависимости от производительности котельной при закрытой и открытой системах теплоснабжения.

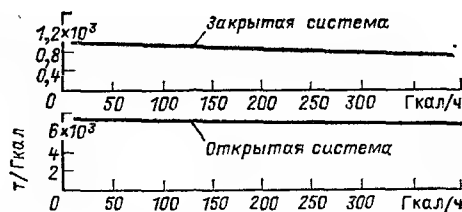


Рис. 11.3. Удельный расход добавляемой из внешнего источника воды в зависимости от теплопроизводительности котельной.

При работе на твердом топливе потребление воды увеличивается в 1,5—2,0 раза по сравнению с жидким и газообразным топливом из-за ее расхода на гашение и смыв шлака и золы, а иногда и на транспорт их на золоотвалы.

При открытой системе теплоснабжения расход воды возрастает почти в 8 раз, как это видно из рис. 11.3. Уменьшение производительности котельной также приводит к повышению удельного расхода воды из внешнего источника водоснабжения.

Детальные расчеты расхода воды производятся при проектировании устройств для подготовки воды, направляемой в котельные агрегаты, на подпитку тепловых сетей и другие нужды котельной. Во всех случаях необходимо рассмотреть возможность повторного использования воды в химводоочистке (вода от промывки фильтров, от взрыхления), от охлаждения подшипников и приборов, от продувки паровых котлов и т. д. Даже сильно загрязненная вода может быть использована для гашения и транспорта шлаков и золы из котельной. Особенно важен сбор конденсата у потребителей и его возвращение в котельную. В тех случаях, когда конденсат у потребителя загрязняется, необходимо экономически обосновать выгоду от потребления и очистки воды от внешнего источника по сравнению с очисткой конденсата.

Дополнительные потребности котельной в воде из водопровода или другого источника водоснабжения могут быть оценены в 3—5 % потребляемого химводоочисткой количества воды, так что суммарный расход воды из внешнего источника, т/год

$$\Sigma G_{\text{к}} = (1,03 \div 1,05) G_{\text{хво}} = g_{\text{уд}} \Sigma Q, \quad (11.6)$$

где $g_{\text{уд}}$ — удельный расход воды на 1 Гкал/ч теплопроизводительности котельной.

11.2. КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЯ И СТОИМОСТЬ ПОСТРОЙКИ РАЗЛИЧНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Детальное изложение вопросов, связанных с затратами на сооружение котельной установки того или иного типа и назначения, является достаточно сложным. Для теплотехников, главным образом, необходимы сведения, позволяющие приближенно оценить капитальные вложения, а затем иметь возможность найти оптимальное технико-экономическое решение и определить стоимость тепловой энергии.

Стоимость сооружения источника теплоснабжения, не вырабатывающего электрической энергии, зависит от его производительности, вида топлива, оборудования, единичной мощности основных агрегатов, правильного выбора и технического совершенства вспомогательных устройств и механизмов, степени механизации и автоматизации производственных процессов, стоимости основного и вспомогательного оборудования, типа и стоимости основного здания, вспомогательных сооружений и затрат на проектирование, строительство зданий и монтаж оборудования. Иначе говоря, стоимость сооружения источника теплоснабжения связана с основными техническими решениями, принятыми при его проектировании и строительстве. Стоимость сооружения источника теплоснабжения может быть определена по сметам и по укрупненным показателям или по приближенным данным, полученным в итоге обработки опытных или проектных материалов. Наиболее точным способом определения капитальных затрат является составление смет. Однако трудоемкость такого способа значительна даже при некоторых его упрощениях. Более рациональным, в особенности для выбора варианта, является путь использования укрупненных и приближенных данных, в частности материалов, позволяющих найти удельные затраты. Если обозначить через ΣK общие капитальные вложения в источник теплоснабжения, а $\Sigma Q_{уст}$ его установленную тепловую производительность, то удельные капитальные вложения, тыс. руб./(Гкал/ч), будут:

$$k = \Sigma K / \Sigma Q_{уст}. \quad (11.7)$$

Иногда вместо суммарной теплопроизводительности общие капитальные вложения относят к суммарной установленной паропроизводительности агрегатов, что менее рационально при установке разнотипного основного оборудования, например водогрейных и паровых котлов, или для случая производственно-отопительных установок, снабжающих технологических потребителей перегретым паром и насыщенным паром с различным давлением, а также горячей водой. В подобных случаях все виды теплоносителей можно сначала перевести в пар с «нормальной» энтальпией ($i = 640$ ккал/кг), затем определить производительность котельной для такого пара и лишь после этих предварительных расчетов выяснить удельные капитальные вложения, тыс. руб./(т/ч),

$$k = \Sigma K / \Sigma D_{н}. \quad (11.8)$$

Более рациональным является определение теплопроизводительности, для чего в гл. 5 показаны способы пересчета количества пара в теплоту и значения установленной теплопроизводительности котельной. Для получения данных об удельных затратах или капитальных вложениях на установленную единицу производительности обработаны материалы и использованы опубликованные данные и сведения из типовых проектов отопительных производственных и других котельных Госстроя СССР, Центрсоюза, некоторые сведения по пред-

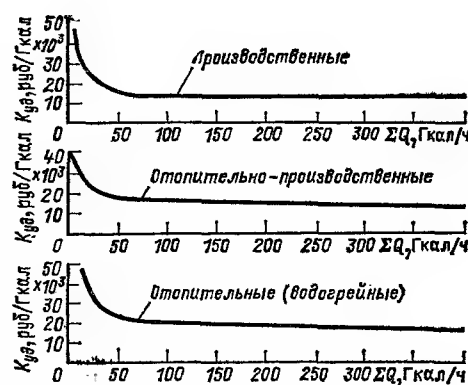


Рис. 11.4. Удельные капиталовложения на 1 Гкал/ч для различного типа котельных на газе и мазуте в зависимости от их суммарной теплопроизводительности.

приятиям Минэнерго СССР, пищевой промышленности и др.

Результаты обработки изображены кривыми на рис. 11.4 для котельных на газе и мазуте, показывающих тенденцию уменьшения капитальных затрат с ростом установленной теплопроизводительности котельной. Особенно значительно это снижение затрат для производственных и производственно-отопительных котельных при увеличении их теплопроизводительности с 3—5 до 50 Гкал/ч. При увеличении теплопроизводительности котельных до 700 Гкал/ч на газе и мазуте и росте мощности водогрейных котлов до 180 Гкал/ч снижение удельных капиталовложений замедляется, и по ряду данных затраты составляют около 10—15 тыс. руб. на установленную 1 Гкал/ч.

Из кривых рис. 11.4 видна также незначительная разница в удельной стоимости паровых и водогрейных котельных при их одинаковой теплопроизводительности. Это может быть объяснено сходными затратами на оборудование и сооружения. Так, например, стоимость паровых и водогрейных котлоагрегатов на единицу теплопроизводительности почти одинакова для равновеликих агрегатов, поскольку их изготовляют из практически одинаковых по качеству материалов, а слагаемая стоимости барабана невелика.

Наиболее дорогими являются отопительно-производственные котельные, в которых увеличивается количество вспомогательного оборудования, так как требуется установка питательных насосов, редуцирующих или редуцирующе-охлаждающих установок, расширителей продувки, дополнительных деаэраторов и т. д., кроме того, усложняется оборудование химической обработки воды. Если топливом в котельной является только природный газ, удельная стоимость установленной 1 Гкал/ч ниже по сравнению с котельной на газе и мазуте на 40—50 %. При сжигании твердого топлива удельные капитальные затраты должны быть выше, чем для газа и мазута, за счет дополнительного вспомогательного оборудования для разгрузки, перемещения и подачи топлива в котельную, хранения и обработки топлива в котельной и за счет удаления шлака и золы. Соответственно больше объем зданий котель-

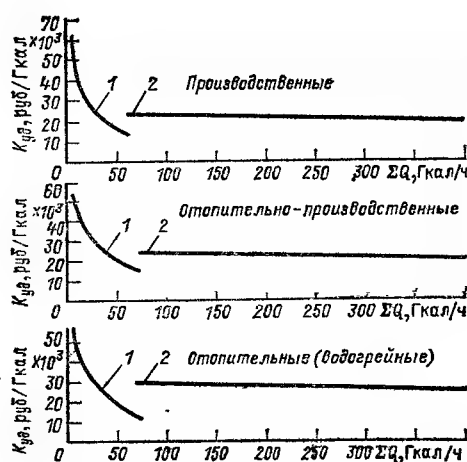


Рис. 11.5. Удельные капиталовложения на 1 Гкал/л для различного типа котельных на твердом топливе в зависимости от их суммарной производительности.

Сжигание: 1 — слоевое; 2 — камерное.

ных для твердого топлива и занимаемая ими площадь. Все это увеличивает удельные капитальные вложения, как показано на рис. 11.5, из которого следует, что удельные капитальные затраты в котельных для твердого топлива при его слоевом сжигании возрастают по сравнению с котельными на газе и мазуте на 30—50 % и более. При камерном сжигании твердого топлива и пылеприготовительных установках с шаровыми барабанными мельницами капитальные затраты возрастают при одинаковой теплопроизводительности в 2—2,5 раза. Это связано с увеличением стоимости механического оборудования, с повышением удельной установленной электрической мощности оборудования, ростом затрат на электродвигатели, кабельное хозяйство, щиты управления и прочее вспомогательное оборудование. Далее, при камерном способе сжигания усложняется очистка дымовых газов от золы, растет высота и стоимость дымовых труб, появляется обычно гидравлическая или пневматическая система шлакозолоудаления. Все это вместе и приводит к указанному значительному росту удельных капитальных затрат на котельную.

Необходимо отметить, что приведенные данные о капитальных затратах показывают лишь тенденции их изменения в зависимости от мощности, типа котельной, вида топлива и спо-

соба его сжигания, т. е. не могут претендовать на абсолютную точность.

Для отопительных и отопительно-производственных котельных эти данные взяты при отношении расхода теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения к расходу теплоты технологическими потребителями от 1,5 до 4,0 и при закрытой системе теплоснабжения. При использовании данных рис. 11.4 и 11.5 для котельных, подающих воду в открытую систему теплоснабжения и работающих на газообразном или жидком топливе, удельные капитальные затраты принимаются примерно с коэффициентом $k_1=1,35$, а на твердом топливе и при такой же системе теплоснабжения — с коэффициентом $k_1=1,10$. В тех случаях, когда отношение отопительной и технологической нагрузок в отопительно-производственной котельной ниже, чем 1,5—1, увеличивать удельные капитальные затраты не нужно. Следовательно, капитальные затраты, тыс. руб., на строительство источника теплоснабжения с теплопроизводительностью $Q_{уст}$ составят:

$$\Sigma K = k \Sigma Q_{уст} k_1. \quad (11.9)$$

Пользуясь приведенными материалами и выражением (11.9), можно проводить предварительные сопоставительные расчеты по выбору варианта и оценке полученных капитальных затрат. Полную оценку варианта следует производить в соответствии с указаниями, изложенными в [9].

11.3. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСХОДЫ И СТОИМОСТЬ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Для полного сопоставления нескольких возможных вариантов проекта источников теплоснабжения используется методика, которая учитывает не только капитальные, но и эксплуатационные затраты C для выявления срока окупаемости Z и минимума приведенных затрат P .

Эксплуатационные расходы на производство тепловой энергии в виде горячей воды или пара зависят от капитальных затрат, затрат на заработную плату и затрат, прямо связанных с выработкой энергии. Первые две части затрат для данной установки не связаны с производством энергии и являются постоянными, третья пере-

менна. Эксплуатационные затраты определяются за год работы установки, поскольку в течение года условия работы меняются.

Годовые эксплуатационные затраты на производство тепловой энергии, тыс. руб./год, складываются из затрат:

$C_{аморт}$ — на амортизацию оборудования и строений, которая состоит из затрат на реновацию и капитальный ремонт;

$C_{тр}$ — на текущий ремонт оборудования;

$C_{зп}$ — на заработную плату персонала;

$C_{топ}$ — на топливо, потребляемое в котельной установке;

$C_{эл.эн}$ — на электроэнергию, получаемую из электросетей;

$C_{в}$ — на воду, израсходованную в установке;

$C_{пр}$ — прочих расходов, т. е.

$$\Sigma C_{год} = C_{аморт} + C_{тр} + C_{зп} + C_{топ} + C_{эл.эн} + C_{в} + C_{пр}. \quad (11.10)$$

Для определения каждого слагаемого общих затрат необходимо иметь данные, показывающие его зависимость от ряда факторов. Так, например, затраты на амортизацию оборудования и строений различны из-за того, что срок службы оборудования с учетом его морального износа принят в СССР равным 30 лет, срок службы производственных зданий — 65 лет в связи с возможностью их повторного использования. Затраты на амортизацию исчисляются определенным процентом стоимости, так что для возможности их определения необходимо распределить капитальные затраты по их основным статьям. Для этого приведена табл. 11.1, в которой дано примерное распределение капитальных затрат в зависимости от назначения источника теплоснабжения, установленного в нем оборудования и вида топлива. Это позволяет разделить капитальные затраты на сооружение здания, приобретение оборудования и на монтажные работы.

На практике возможны отклонения от указанных в табл. 11.1 значений. Так, например, для крупной пиковой котельной с теплопроизводительностью около 700 Гкал/ч на газе и мазуте стоимость строительных работ составляет 28 %, монтажа — 22 % и оборудования — 50 %.

Таблица 11.1. Распределение удельных капитальных вложений в котельные по статьям расходов, %

Вид котельной и тип котла	Топливо	Стоимость, %		
		строительных работ	оборудования	монтажных работ
а) Производственные котельные	Газ—мазут Твердое	28	52	20
Паровые котлы низкого и среднего давления		40	45	15
б) Отопительно-производственные котельные	Газ—мазут Твердое	30	52	18
Паровые котлы низкого давления		42	42	16
в) Отопительные котельные	Газ—мазут Твердое топливо	35	45	20
Стальные водогрейные котлы		35	48	17

Для котельных промышленных зданий принята норма амортизации в 3,1—3,5 % капитальных затрат на их строительство, которая складывается из отчислений на реновацию в 1,5—1,8 % и отчислений на капитальный ремонт в 1,6—1,7 %. Для сравнительных расчетов в первом приближении можно принять норму амортизации для зданий и сооружений источников теплоснабжения в 3,5 % их стоимости, тыс. руб/год, т. е.

$$C_{\text{амор}}^{\text{зд}} = K n_{\text{зд}} 0,035, \quad (11.11)$$

где $n_{\text{зд}}$ — доля затрат, относящаяся к зданиям и их постройке.

Затраты на амортизацию оборудования зависят от технического уровня оборудования, совершенства его эксплуатации, длительности работы оборудования в течение календарного года, общего срока эксплуатации и ка-

чества топлива. В целях упрощения расчетов затраты на амортизацию основного и вспомогательного оборудования в котельных даны совместно. Общие нормы амортизации котельных установок приведены в табл. 11.2. Учитывая, что отопительные котельные установки в большинстве районов страны работают не более 4000 ч, для них можно в первом приближении принять затраты на амортизацию (тыс. руб/год) при работе на газе и мазуте равными 6,0 %, на твердом топливе — 6,5 % их стоимости.

$$C_{\text{амор}}^{\text{обор}} = K (n_{\text{обор}} + n_{\text{монт}}) 0,06 \quad (\text{или } 0,065) \quad (11.12)$$

Для производственных и производственно-отопительных котельных коэффициент отчислений на амортизацию следует принимать равным не 0,06—0,065, а большим с учетом указаний

Таблица 11.2. Нормы отчисления на амортизацию котельных установок, %

Число часов работы установки в течение календарного года, ч	Отчисления, %, для котельных установок, работающих на				Примечание
	природном газе и мазуте		твердом топливе с характе- ристиками		
	малосерни- стом мазуте $S_{\text{пр}} < 0,2$	высокосер- нистом мазу- те $S_{\text{пр}} > 0,2$	зольностью $A_{\text{пр}} < 4\%$ и сернистостью $S_{\text{пр}} \leq 0,2$	зольностью $A_{\text{пр}} > 4\%$ и сернистостью $S_{\text{пр}} > 0,2$	
Меньше 4000	5,68	6,0	5,95	6,73	Величины взяты прибли- женные В общий процент отчис- лений на амортизацию входят отчисления на ре- новацию — 33 %, а на модернизацию и капи- тальный ремонт — 10 и 90 % оставшейся за вы- четом из приведенных цифр величины отчисле- ний на реновацию
4000—5000	6,40	6,8	6,76	7,70	
5000—6000	6,33	7,7	7,67	8,99	
Больше 6000	7,67	8,7	8,70	12,43	

табл. 11.2. Общие затраты на амортизацию источника теплоснабжения, тыс. руб/год, составят:

$$C_{\text{амор}} = C_{\text{амор}}^{\text{зд}} + C_{\text{амор}}^{\text{обор}}. \quad (11.13)$$

Затраты на текущие ремонты оборудования и зданий можно для сравнительных расчетов принять равными 20 % затрат на амортизацию, вычисленных по формуле (11.13), тыс. руб/год, т. е.

$$C_{\text{т.р}} = 0,2C_{\text{амор}}. \quad (11.14)$$

Затраты на заработную плату персонала связаны с производительностью, типом источников теплоснабжения и видом топлива. В первом приближении количество персонала в котельных может быть найдено с помощью рис. 11.6, построенного с использованием тех же материалов, которые указывались для определения электрической мощности и капитальных затрат на установленную 1 Гкал/ч. При пользовании графиками следует учитывать их ориентировочный характер. Ввиду того что для части персонала, обслуживающего котельную установку, допускается совмещение должностей, а в штатный коэффициент, приведенный на рис. 11.6, входит инженерно-технический персонал, среднюю годовую заработную плату для работающих в данной котельной можно принимать в пределах 1200—1500 руб/год. При этих условиях затраты на заработную плату со всеми начислениями на нее, тыс. руб/год, составят:

$$C_{\text{з.п}} = P \Sigma Q_{\text{уст}} \cdot 1,35. \quad (11.15)$$

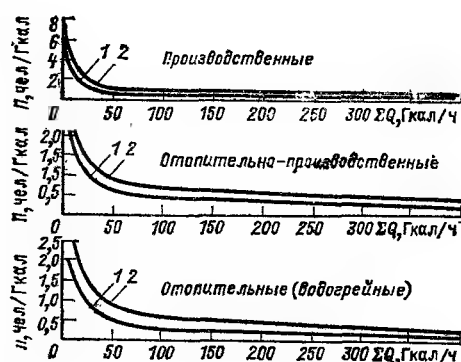


Рис. 11.6. Удельное количество персонала на 1 Гкал/ч теплопроизводительности котельной (штатный коэффициент).

Топливо: 1 — газ и мазут; 2 — твердое.

Затраты на топливо, подаваемое в котельную, связаны с его количеством $V_{\text{год}}$, способом транспорта с места добычи, числом часов использования установленных котельных агрегатов и стоимостью топлива. Стоимость топлива определяется по ценникам на топливо [40] франко-место добычи, и к этой величине добавляются расходы на его транспорт до места разгрузки $C_{\text{тр}}$, на внутригородской транспорт до котельной $C_{\text{гор.тр}}$, а для твердого топлива расходы на перемещение топлива по складу $C_{\text{скл}}$, руб/т:

$$C_{\text{т}} = C_{\text{опт}} + C_{\text{пр}} + C_{\text{гор.тр}} + C_{\text{скл}}. \quad (11.16)$$

Стоимость транспорта топлива по железной дороге зависит от дальности перевозки. В ценниках наряду с основными характеристиками топлива даются оптовые цены на твердое топливо в местах его добычи с учетом стоимости погрузки, т. е. дана величина $C_{\text{опт}}$ для 1 т натурального топлива. Стоимость жидкого топлива $C_{\text{опт}}$ зависит от пояса, в котором расположена котельная, потребляющая жидкое топливо. Для мазута, кроме пояса, на стоимость топлива влияют его марка и содержание серы. Оптовые цены на газообразное топливо зависят также от района, в котором расположены источник теплоснабжения и потребители. Стоимость газообразного топлива исчисляется за 1000 м³ газа при нормальных условиях, т. е. при 0°C и 760 мм рт. ст. Для сопоставления расчетов можно принять стоимость 1000 м³ газа для источников теплоснабжения жилья, коммунально-бытовых предприятий и предприятий общественного питания равной 20 руб., для всех остальных потребителей — 29 руб. Более точно стоимость топлива, как указывалось, определяется по ценникам.

Величина $C_{\text{тр}}$ зависит от способа перевозки: по железной дороге, речными или морскими судами. Поскольку основная масса топлива перевозится по железным дорогам, стоимость его перевозки на территорию котельной, руб/т, может быть найдена из выражения

$$C_{\text{тр}} = a + bl, \quad (11.17)$$

где l — расстояние от места добычи до места разгрузки вагона, км; коэффициенты a и b по данным [41] состав-

ляют для:

	<i>a</i>	<i>b</i>
каменного угля	0,44	0,00242
бурого угля	0,20	0,00148
торфа	0,86	0,00294
сланца	0,20	0,00260
мазута	0,94	0,00337

Если жидкое топливо транспортируется по трубопроводу, то стоимость его перекачки будет $C_{\text{пер}} = 0,0016 l$ руб/т.

Стоимость внутригородского или поселкового транспорта топлива с помощью автомашин-самосвалов или автоцистерн подсчитывают по формуле (11.17) с коэффициентами; для твердого топлива $a = 0,22$ и $b = 0,054$; для жидкого $a = 0,37$ и $b = 0,090$; l — расстояние от склада или базы топлива до котельной, км.

Для районов Западной и Восточной Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера, Заполярья вводятся коэффициенты, увеличивающие стоимость перевозки в 1,15; 1,25; 1,35 и т. д. раза, а для районов за Полярным Кругом в 2 и 3 раза. При транспорте газа по внутригородским сетям его стоимость также увеличивается от 20—29 до 35 руб/1000 м³ в зависимости от района расположения источника теплоснабжения. Для сравнительных расчетов при проектировании стоимость природного газа можно принять равной 20 руб. за 1000 м³. Для получения более точных данных следует использовать ценники на топливо и указания по его удорожанию для ряда районов. Затраты на разгрузку и перемещение топлива на складе невелики и составляют 2—5 % стоимости топлива на территории котельной. Годовые затраты на топливо, тыс. руб/год, являющиеся основными в переменной части эксплуатационных затрат, составят:

$$C_{\text{топл}} = B_{\text{год}} C_{\text{т}}. \quad (11.18)$$

При использовании вторичных энергоресурсов в производственных или производственно-отопительных котельных из годовых затрат на топливо должна быть исключена стоимость этих ресурсов, если их стоимость не включена в стоимость основной продукции предприятия.

Затраты на электроэнергию, получаемую из городских сетей, можно определить, если известна установленная мощность электродвигателей, число часов их работы и коэффициент использования установленной мощности

или, иначе говоря, величина загрузки в течение года. Расход электроэнергии на освещение и некоторые другие нужды источников теплоснабжения обычно невелики и отдельно не учитываются.

Ранее приведена удельная установленная электрическая мощность $\Sigma \epsilon_{\text{уд}}$ для разных котельных и видов топлива. Там же указаны коэффициенты использования установленной мощности $k_{\text{эл}}$ и приведена формула (11.5) для определения годового расхода электроэнергии $\Sigma \epsilon_{\text{год}}$. При одноставочном тарифе стоимость израсходованной электроэнергии, тыс. руб/год, будет:

$$C_{\text{эл.эп}} = C_{\text{эл}} \Sigma \epsilon_{\text{год}}, \quad (11.19)$$

при двухставочном:

$$C'_{\text{эл.эп}} = C_{\text{эл}} \Sigma \epsilon_{\text{год}} + a \Sigma N, \quad (11.20)$$

где $C_{\text{эл}}$ — тариф на электроэнергию в данном районе, руб/(кВт·ч); a — ставка за присоединенную к сетям мощность в киловольт-амперах (кВ·А), руб/(кВ·А). Для большинства котельных, однако, применяется двухставочный тариф.

Для определения затрат на воду, используемую на нужды источника теплоснабжения, следует найти годовой расход воды из внешнего источника водоснабжения — городского или другого водопровода и источника технической воды. Данные об ориентировочном удельном расходе воды приведены на рис. 11.3 для закрытой системы теплоснабжения; в этом случае годовой расход воды, т/год, будет:

$$C_{\text{в}} = g_{\text{уд}} \Sigma Q_0. \quad (11.21)$$

При открытой системе теплоснабжения и неполном возврате конденсата от потребителей технологического пара к расходу, найденному по выражению (11.21), необходимо прибавить расход воды на горячее водоснабжение $G_{\text{г.в}}$ и на восполнение потери конденсата $G_{\text{конд}}$. Сумма этих величин и составит годовой расход воды, т/год:

$$C_{\text{в}} = G'_{\text{в}} + C_{\text{г.в}} + C_{\text{конд}}. \quad (11.22)$$

Затраты на воду, руб/год, для источника теплоснабжения при стоимости воды от 5 до 15 коп. за 1 м³ будут:

$$C_{\text{в}} = (0,05 \div 0,15) G_{\text{в}}. \quad (11.23)$$

Наконец, прочие расходы, куда входят затраты на спецодежду, питание, ох-

рану труда и некоторые другие расходы, принимают обычно равными 3—5 % общей суммы эксплуатационных затрат, тыс. руб/год:

$$G_{\text{пр}} = (0,03 + 0,05)(C_{\text{амор}} + C_{\text{тр}} + C_{\text{вп}} + C_{\text{топ}} + C_{\text{эл.эн}} + C_{\text{в}}). \quad (11.24)$$

По формуле (11.10) сумма годовых эксплуатационных затрат, тыс. руб/год, составляет

$$\Sigma C_{\text{год}} = C_{\text{амор}} + C_{\text{т.р}} + C_{\text{вп}} + C_{\text{топ}} + C_{\text{эл.эн}} + C_{\text{в}} + C_{\text{пр}},$$

что при знании годовой выработки тепловой энергии позволяет найти себестоимость выработанной энергии, руб/(Гкал/ч):

$$C_{\text{выр}} = \Sigma C_{\text{год}} / \Sigma Q_{\text{выр}}. \quad (11.25)$$

Если дальше подсчитать расходы теплоты на собственные нужды источника теплоснабжения, то можно найти количество отпущенной тепловой энергии

$$\Sigma Q_{\text{отп}} = \Sigma Q_{\text{выр}} - \Sigma Q_{\text{соб.н}} \quad (11.26)$$

и определить себестоимость отпущенной энергии, руб/(Гкал/ч), по выражению, аналогичному (11.25);

$$C_{\text{отп}} = \Sigma C_{\text{год}} / \Sigma Q_{\text{отп}}.$$

Сопоставляя последнюю величину с установленной в данном году единой ценой отпущенной 1 Гкал/ч теплоты, можно определить рентабельность работы установки.

Экономическая эффективность принятых технических решений может

быть оценена такими показателями, как срок окупаемости и приведенные затраты. Для определения срока окупаемости, т. е. времени, в течение которого возмещаются дополнительные капитальные вложения за счет экономии на издержках производства, используется следующая формула:

$$T_{\text{ок}} = \frac{\Sigma K_1 - \Sigma K_2}{\Sigma C_{\text{год}2} - \Sigma C_{\text{год}1}}. \quad (11.27)$$

Нормативный срок окупаемости для энергетических объектов [11, 42] установлен в 8,4 года, т. е. при $T_{\text{ок}} \leq 8,4$ года дополнительные капитальные вложения целесообразны. Однако такой способ не всегда дает правильные решения, и поэтому чаще пользуются методом приведенных затрат, руб, величину которых определяют из выражения:

$$Z_{\text{год}} = \Sigma C_{\text{год}} + E_{\text{норм}} \Sigma K, \quad (11.28)$$

где кроме известных величин $E_{\text{норм}} = 0,12 = 1/8,4$ — коэффициент экономической эффективности, исходящий из срока окупаемости 8,4 года. В случае применения новой техники $E_{\text{норм}} = 0,15$, т. е. срок окупаемости дополнительных капитальных вложений сокращается до 6,7 года. Приведенные затраты, руб., за нормативные сроки, будут:

$$Z_{\text{норм}} = \Sigma K + T_{\text{норм}} \Sigma C_{\text{год}}. \quad (11.29)$$

Выражением (11.28) пользуются при значительном изменении $\Sigma C_{\text{год}}$ во время эксплуатации, а выражением (11.29) — в остальных случаях.

Перевод единиц некоторых величин в систему СИ

Величина	Соотношение единиц измерения
Масса Сила Энергия, работа	1 кг = 0,102 кгс·с ² /м 1 кгс = 9,81 Н 1 ккал = 4,187 кДж; 1 кгс·м = 9,81 Дж; 1 кВт·ч = 3,6·10 ⁶ Дж
Удельный вес Плотность Давление	1 кг/м ³ = 9,81 Н/м ³ 1 кг·с ² /м ⁴ = 9,81 кг/м ³ 1 кгс/см ² ≈ 0,1 МПа = 0,981·10 ⁵ Н/м ² 1 мм рт. ст. = 133,3 Па; 1 бар = 13,6 мм вод. ст.; 1 мм вод. ст. = 9,81 Па = 10 ⁻¹⁴ кгс/см ²
Мощность Коэффициент динамической вязкости Теплоемкость	1 кгс·м/с = 9,81 Вт 1 кгс/м ² ≈ 9,81 Н·с/м ² 1 ккал/(кг·град) = 4,187 кДж/(кг·К)
Энтальпия, теплота фазового превращения Тепловой поток Плотность теплового потока	1 ккал/кг = 4,187 кДж/кг 1 ккал/ч = 1,163 Вт 1 ккал/(м ² ·ч) = 1,163 Вт/м ²
Объемная плотность теплового потока Коэффициент теплопроводности Коэффициент теплоотдачи теплопередачи	1 ккал/(м ³ ·ч) = 1,163 Вт/м ³ 1 ккал/(м·ч·°С) = 1,163 Вт/(м·К) 1 ккал/(м ² ·ч·°С) = 1,163 Вт/(м ² ·К)
Коэффициент излучения Производительность котла Объемная производительность тягодутьевых машин	1 ккал/(м ² ·ч·К ⁴) = 1,163 Вт/(м ² ·К ⁴) 1 т/ч = 0,278 кг/с 1 м ³ /ч = 0,278·10 ⁻³ м ³ /с
Теплота сгорания условного топлива Механическое напряжение	7000 ккал/кг = 29 330 кДж/кг 1 кгс/мм ² = 9,81 МПа

Гига — 10⁹; мега — 10⁶; кило — 10³; милли — 10⁻³; микро — 10⁻⁶.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основные направления экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года. — М.: Политиздат, 1981. — 85 с.
2. Теплофикация СССР. Под общ. ред. С. Я. Белинского и Н. К. Громова. — М.: Энергия, 1977. — 312 с.
3. О предварительных итогах Всесоюзной переписи населения 1979 г. Сообщение Центрального статистического управления СССР. — Правда от 22 апреля 1979 г., № 112 (22177).
4. Научно-технический совет Минэнерго СССР. О выборе открытых или закрытых систем теплоснабжения и мерах повышения их надежности. — Энергетик, 1980, № 11, с. 35—37.
5. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. — М.: Энергия, 1973. — 296 с.
6. Богомолов О. Топливо-энергетическая проблема в странах СЭВ. — Проблемы мира и социализма, 1980, № 8, с. 54—59.
7. Flachs W. K. Energie Production Reserve und Diversifikation. — «Techn. Rdseh.» 1979, 71, № 25, с. 1—2.
8. Теплофикация Москвы. Под общей редакцией И. Н. Ершова и Н. И. Серебрянникова. — М.: Энергия, 1980. — 188 с.
9. СНиП II-35-76. Часть II. Нормы проектирования. Глава 35. Котельные установки. — М.: Стройиздат, 1977. — 50 с.
10. Зыков С. А., Корытников В. П., Свицар А. Е. Исследования режимов технологического теплоснабжения промышленных предприятий. — Теплоэнергетика, 1971, № 6, с. 38—40.

11. СНиП II-A.6.-72. Строительная климатология и геофизика. Глава 6. — М.: Стройиздат, 1973. — 320 с.
- СНиП II-A.7-71. Строительная теплотехника. — М.: Стройиздат, 1973. — 31 с.
- СНиП II-92-76. Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий. — М.: Стройиздат, 1977. — 30 с.
- СНиП II-89-80. Генеральные планы промышленных предприятий. — М.: Стройиздат, 1981. — 34 с.
- СНиП II-36-73. Тепловые сети. — М.: Стройиздат, 1974. — 55 с.
- СНиП II-34-76. Горячее водоснабжение. — М.: Стройиздат, 1976. — 28 с.
12. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. Под ред. А. А. Николаева. — М.: Стройиздат, 1965. — 359 с.
13. Бузников Е. Ф., Крылов А. К., Лесниковский Л. А. Комбинированная выработка пара и горячей воды. — М.: Энергоиздат, 1981. — 208 с.
14. Сборник правил и руководящих материалов по котлонадзору. Под ред. Л. В. Сигаева. 2-е изд. — М.: Недра, 1972. — 528 с.
15. Работа ТЭЦ в объединенных системах. Под ред. В. П. Корытникова. — М.: Энергия, 1978. — 268 с.
16. Гидравлический расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. — М.: Энергия, 1978. — 255 с.
17. Бузников Е. Ф. Циклонные сепараторы в паровых котлах. — М.: Энергия, 1969. — 248 с.
18. Газомазутные паровые котлы типа ДЕ. Техническое описание, инструкции по монтажу, безопасность эксплуатации и обслуживания котлов. Минэнерго СССР, Бийский котельный завод, 1978. — 45 с.
19. Каталог «Котлы малой и средней мощности и топочные устройства НИИЭнформэнерго», — М.: П-78, 1978. — 45 с.
20. Отраслевой стандарт Минэнерго СССР. 24.030.26.78. Горелки вихревые, пылеугольные, пылегазовые и т. д. 1978. — 42 с.
21. РТМ-108.030.120-78. Горелки прямоточные, пылеугольные и компоновка с топками. 1978. — 38 с.
22. Хзмалян Д. М., Каган Я. А. Теория горения и топочные устройства. — М.: Энергия, 1976. — 488 с.
23. Роддатис К. Ф., Соколовский Б. Я. Справочник по котельным установкам малой производительности. — М.: Энергия, 1975. — 370 с.
24. Роддатис К. Ф. Котельные установки. — М.: Энергия, 1977. — 432 с.
25. Труб П. А., Литвин О. М. Вакуумные деаэраторы. — М.: Энергия, 1967. — 99 с.
26. Шубин Е. П., Левин Б. И. Проектирование теплоподготовительных установок ТЭЦ и котельных. — М.: Энергия, 1970. — 496 с.
27. Скворцов А. А. Компенсационные устройства теплообменных трубопроводов. — М.: Госэнергоиздат, 1961. — 144 с.
28. Котлы паровые стационарные низкого и среднего давления. Организация водохимического режима. РТМ 108.030.114-77. — Л.: НПО ЦКТИ. — 42 с.
29. Лебедев А. Н. Подготовка и разmol топлива на электростанциях. — М.: Энергия, 1969. — 520 с.
30. Летин Л. А., Роддатис К. Ф. Среднеходные и тихоходные мельницы. — М.: Энергоиздат, 1981. — 360 с.
31. Имбрицкий М. И. Краткий справочник по трубопроводам и арматуре. — М.: Энергия, 1969. — 352 с.
32. Скафтымов Н. А. Основы газоснабжения. — Л.: Недра, 1975. — 343 с.
33. Мелентьев В. А., Нагли Е. З. Гидрозолаудаление и золоотвалы. — Л.: Энергия, 1968. — 238 с.
34. Кузнецов П. М. Удаление шлака и золы на электростанциях. — М.: Энергия, 1970. — 256 с.
35. Рихтер Л. А., Волков Э. П., Покровский В. И. Охрана водного и воздушного бассейнов ТЭС. — М.: Энергоиздат, 1981. — 295 с.
36. Спейшер В. А. Огневое обезвреживание промышленных выбросов. — М.: Энергия, 1977. — 263 с.
37. Энергетика и охрана окружающей среды/Под ред. Н. Г. Залогина, Л. П. Кроппа, Ю. М. Кострикина. — М.: Энергия, 1979. — 352 с.
38. Файерштейн Л. М., Эттингер Л. С., Гохбойм Г. Г. Справочник по автоматизации котельных. 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Энергия, 1978. — 340 с.
39. Правила пользования электрической и тепловой энергией. Министерство энергетики и электрификации СССР. Государственная инспекция по энергетическому надзору. — М.: Энергия, 1970. — 120 с.
40. Государственный комитет СССР по ценам. Прейскуранты № 03-01, 04-02, 04-03. — М.: Прейскурантиз, 1980. — 53 с.
41. Бондаренко Э. А. Определение стоимости перевозки топлива по железным дорогам. — Промышленная энергетика, 1970, № 10, с.
42. Шишов А. Н., Бухаринов Н. Г., Таротин В. А., Шнейсера Г. В. Экономика энергетики СССР. — М.: Высшая школа, 1979. — 448 с.
43. Дуленин В. П., Говязин В. А. Унификация главных корпусов промышленно-отопительных и отопительных котельных на твердом топливе. — Энергетическое строительство, 1980, № 10, с. 38—40.
44. Сборник трудов «Перспективы развития систем централизованного теплоснабжения в СССР». — М.: ВНИПИэнергопром, 1981, с. 94—96.
45. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды. — М.: Недра, 1970. — 64 с.
46. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). — М.: Энергия, 1971. — 256 с.
47. Правила безопасности в газовом хозяйстве. — М.: Недра, 1980. — 176 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3	6.2. Выбор насосов	128
Глава первая		6.3. Деаэрация воды	132
Основные положения теплоснабжения потребителей	4	6.4. Качество воды. Выбор метода и схемы подготовки воды для водогрейных и пароводогрейных котельных	136
Глава вторая		6.5. Использование конденсата	143
Тепловые нагрузки и режимы потребления теплоты	10	6.6. Теплообменники и баки	144
Глава третья		6.7. Трубопроводы и арматура котельных	148
Конструкции паровых котлов низкого давления, водогрейных и комбинированных пароводогрейных котлов		6.8. Тягодутьевые машины	152
3.1. Паровые котлы Белгородского завода «Энергомаш»	17	6.9. Дымовые трубы	154
3.2. Паровые котлы Бийского котельного завода	17	Глава седьмая	
3.3. Паровые котлы таганрогского завода «Красный котельщик»	22	Теплоснабжение котельных. Золоулавливание. Золошлакоудаление	156
3.4. Особенности работы стальных прямоточных водогрейных котлов	31	7.1. Доставка твердого топлива	156
3.5. Газомазутные водогрейные котлы	35	7.2. Склады твердого топлива	157
3.6. Водогрейные котлы на твердом топливе	36	7.3. Подготовка твердого топлива к сжиганию	163
3.7. Конструкции комбинированных пароводогрейных котлов на базе серийных прямоточных водогрейных котлов	44	7.4. Доставка мазута и подготовка к сжиганию	165
Глава четвертая		7.5. Газоснабжение котельных	171
Топочные устройства для газа, мазута и твердого топлива		7.6. Золоулавливание	175
4.1. Основные положения и классификация газомазутных горелочных устройств	63	7.7. Золошлакоудаление	179
4.2. Конструкции газомазутных горелочных устройств	63	Глава восьмая	
4.3. Газомазутные предтопки и горелочные устройства с двухступенчатым сжиганием топлива	65	Борьба с загрязнением окружающей среды	183
4.4. Слоевые топочные устройства для сжигания твердого топлива	70	8.1. Выбросы загрязняющих и токсичных веществ с дымовыми газами в атмосферу	183
4.5. Пылеугольные топочные устройства и горелки	74	8.2. Переработка сернистых топлив перед сжиганием в топках котлов	184
Глава пятая		8.3. Методы подавления образования окислов азота в топках котлов	185
Тепловые схемы котельных установок		8.4. Основные положения об уменьшении загрязнения водоемов	186
5.1. Основные сведения о тепловых схемах котельных	91	8.5. Сточные воды котельных и пути сокращения вредных сбросов	187
5.2. Тепловые схемы котельных с паровыми котлами	91	8.6. Очистка сточных вод котельных	188
5.3. Тепловые схемы котельных с водогрейными котлами для закрытых систем теплоснабжения	99	Глава девятая	
5.4. Тепловые схемы котельных с водогрейными котлами для открытых систем теплоснабжения	102	Компоновка котельных	190
5.5. Тепловые схемы котельных с паровыми и водогрейными котлами	106	9.1. Общие положения	190
5.6. Тепловые схемы котельных с комбинированными пароводогрейными агрегатами	110	9.2. Размещение котельных на генеральном плане	192
5.7. Тепловые схемы установок с контактными подогревателями. Пути использования теплоты низкого потенциала	114	9.3. Компоновка котельных с паровыми котлами на газомазутном топливе	195
5.8. Работа водогрейных и комбинированных котлов в пиковом режиме и включение их в тепловую схему ТЭЦ	117	9.4. Компоновка котельных с водогрейными и пароводогрейными котлами на газомазутном топливе	198
5.9. Тепловые схемы котельных при их включении в работу совместно с ТЭЦ	118	9.5. Компоновка комбинированных котельных с паровыми и водогрейными котлами на газомазутном топливе	204
5.10. Усовершенствование тепловых схем котельных и повышение эффективности их работы	120	9.6. Компоновка котельных с паровыми и водогрейными котлами при слоевом сжигании твердого топлива	209
5.11. Примеры расчетов тепловых схем котельных	121	9.7. Компоновка котельных для камерного сжигания твердого топлива	215
Глава шестая		Глава десятая	
Выбор оборудования котельных. Деаэрация воды. Водоподготовка. Дымовые трубы	128	Контрольно-измерительные приборы, автоматика и защита	222
6.1. Тепловые нагрузки и выбор основного оборудования	128	Глава одиннадцатая	
248		Технико-экономические показатели котельных	235
		11.1. Общие показатели	235
		11.2. Капиталовложения и стоимость постройки различных котельных	239
		11.3. Эксплуатационные расходы и стоимость тепловой энергии	241
		Приложение	246
		Список литературы	246